

PCT

NOTIFICATION OF ELECTION

(PCT Rule 61.2)

From the INTERNATIONAL BUREAU

To:

Assistant Commissioner for Patents
United States Patent and Trademark
Office
Box PCT
Washington, D.C.20231
ÉTATS-UNIS D'AMÉRIQUE

in its capacity as elected Office

Date of mailing (day/month/year)
19 October 1999 (19.10.99)

International application No.
PCT/NL99/00067

Applicant's or agent's file reference
WO 8000083

International filing date (day/month/year)
10 February 1999 (10.02.99)

Priority date (day/month/year)
10 February 1998 (10.02.98)

Applicant

ACHTEN, Peter, Augustinus, Johannes

1. The designated Office is hereby notified of its election made:

☒ in the demand filed with the International Preliminary Examining Authority on:

08 September 1999 (08.09.99)

☐ in a notice effecting later election filed with the International Bureau on:

2. The election ☒ was

☐ was not

made before the expiration of 19 months from the priority date or, where Rule 32 applies, within the time limit under Rule 32.2(b).

The International Bureau of WIPO
34, chemin des Colombettes
1211 Geneva 20, Switzerland

Facsimile No.: (41-22) 740.14.35

Authorized officer

Jean-Marie McAdams

Telephone No.: (41-22) 338.83.38

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

NL 99/00067

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 6 F04B1/20 F04B1/30

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 F04B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 97 31185 A (INNAS FREE PISTON BV ; ACHTEN PETER AUGUSTINUS JOHANN (NL)) 28 August 1997 see figures 1, 2, 11, 12 see abstract see page 17, line 1 - page 19, line 11 ---	1-3, 11
A	FR 1 260 078 A (CENTRE DE RECHERCHES HYDRAULIQUES ET ÉLECTRIQUES) 18 August 1961 see figure 1 see abstract ---	1, 3, 11
A	US 4 458 581 A (PALEY EDWARD D ET AL) 10 July 1984 see figure 1 see abstract see column 3, line 26 - column 4, line 62 --- -/--	1-3, 11



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

27 April 1999

Date of mailing of the international search report

06/05/1999

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Wassenaar, G

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

NL 99/00067

C. (Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 3 627 451 A (KOUNS HERBERT H) 14 December 1971 see figures 1-4 see abstract see column 2, line 51 - column 6, line 24 -----	1-3, 11-15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

/NL 99/00067

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 9731185	A	28-08-1997	NL 1002430 C	26-08-1997
			EP 0882181 A	09-12-1998
FR 1260078	A	18-08-1961	NONE	
US 4458581	A	10-07-1984	NONE	
US 3627451	A	14-12-1971	CA 918003 A	02-01-1973
			DE 2115526 A	21-10-1971
			FR 2092364 A	21-01-1972
			GB 1340908 A	19-12-1973
			JP 48016921 B	25-05-1973
			NL 7100623 A, B	05-10-1971
			SE 363523 B	21-01-1974

PCT

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

(PCT Article 18 and Rules 43 and 44)

Applicant's or agent's file reference WO 800083	FOR FURTHER ACTION see Notification of Transmittal of International Search Report (Form PCT/ISA/220) as well as, where applicable, Item 5 below.	
International application No. PCT/NL 99/ 00067	International filing date (day/month/year) 10/02/1999	(Earliest) Priority Date (day/month/year) 10/02/1998
Applicant INNAS FREE PISTON B.V. et al.		

This International Search Report has been prepared by this International Searching Authority and is transmitted to the applicant according to Article 18. A copy is being transmitted to the International Bureau.

This International Search Report consists of a total of 3 sheets.

☒ It is also accompanied by a copy of each prior art document cited in this report.

1. Basis of the report

a. With regard to the **language**, the international search was carried out on the basis of the international application in the language in which it was filed, unless otherwise indicated under this item.

☐ the international search was carried out on the basis of a translation of the international application furnished to this Authority (Rule 23.1(b)).

b. With regard to any **nucleotide and/or amino acid sequence** disclosed in the international application, the international search was carried out on the basis of the sequence listing :

☐ contained in the international application in written form.

☐ filed together with the international application in computer readable form.

☐ furnished subsequently to this Authority in written form.

☐ furnished subsequently to this Authority in computer readable form.

☐ the statement that the subsequently furnished written sequence listing does not go beyond the disclosure in the international application as filed has been furnished.

☐ the statement that the information recorded in computer readable form is identical to the written sequence listing has been furnished

2. ☐ **Certain claims were found unsearchable** (See Box I).

3. ☐ **Unity of invention is lacking** (see Box II).

4. With regard to the **title**,

☒ the text is approved as submitted by the applicant.

☐ the text has been established by this Authority to read as follows:

5. With regard to the **abstract**,

☒ the text is approved as submitted by the applicant.

☐ the text has been established, according to Rule 38.2(b), by this Authority as it appears in Box III. The applicant may, within one month from the date of mailing of this international search report, submit comments to this Authority.

6. The figure of the **drawings** to be published with the abstract is Figure No.

☒ as suggested by the applicant.

☐ because the applicant failed to suggest a figure.

☐ because this figure better characterizes the invention.

1
☐ None of the figures.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

national Application No

PCT/NL 99/00067

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 6 F04B1/20 F04B1/30

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 F04B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 97 31185 A (INNAS FREE PISTON BV ;ACHTEN PETER AUGUSTINUS JOHANN (NL)) 28 August 1997 see figures 1,2,11,12 see abstract see page 17, line 1 - page 19, line 11 ---	1-3,11
A	FR 1 260 078 A (CENTRE DE RECHERCHES HYDRAULIQUES ET ÉLECTRIQUES) 18 August 1961 see figure 1 see abstract ---	1,3,11
A	US 4 458 581 A (PALEY EDWARD D ET AL) 10 July 1984 see figure 1 see abstract see column 3, line 26 - column 4, line 62 ---	1-3,11
-/--		

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

27 April 1999

Date of mailing of the international search report

06/05/1999

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Wassenaar, G

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/NL 99/00067

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	<p>US 3 627 451 A (KOUNS HERBERT H) 14 December 1971 see figures 1-4 see abstract see column 2, line 51 - column 6, line 24 -----</p>	<p>1-3, 11-15</p>

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/NL 99/00067

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 9731185	A	28-08-1997	NL 1002430 C EP 0882181 A	26-08-1997 09-12-1998
FR 1260078	A	18-08-1961	NONE	
US 4458581	A	10-07-1984	NONE	
US 3627451	A	14-12-1971	CA 918003 A DE 2115526 A FR 2092364 A GB 1340908 A JP 48016921 B NL 7100623 A,B SE 363523 B	02-01-1973 21-10-1971 21-01-1972 19-12-1973 25-05-1973 05-10-1971 21-01-1974

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/NL 99/00067

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 6 F04B1/20 F04B1/30

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 6 F04B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 97 31185 A (INNAS FREE PISTON BV ; ACHTEN PETER AUGUSTINUS JOHANN (NL)) 28 August 1997 see figures 1,2,11,12 see abstract see page 17, line 1 - page 19, line 11 ---	1-3,11
A	FR 1 260 078 A (CENTRE DE RECHERCHES HYDRAULIQUES ET ÉLECTRIQUES) 18 August 1961 see figure 1 see abstract ---	1,3,11
A	US 4 458 581 A (PALEY EDWARD D ET AL) 10 July 1984 see figure 1 see abstract see column 3, line 26 - column 4, line 62 ---	1-3,11
	-/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

27 April 1999

Date of mailing of the international search report

06/05/1999

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl.
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Wassenaar, G

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/NL 99/00067

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	<p>US 3 627 451 A (KOUNS HERBERT H) 14 December 1971 see figures 1-4 see abstract see column 2, line 51 - column 6, line 24 -----</p>	<p>1-3, 11-15</p>

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/NL 99/00067

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 9731185 A	28-08-1997	NL 1002430 C EP 0882181 A	26-08-1997 09-12-1998
FR 1260078 A	18-08-1961	NONE	
US 4458581 A	10-07-1984	NONE	
US 3627451 A	14-12-1971	CA 918003 A DE 2115526 A FR 2092364 A GB 1340908 A JP 48016921 B NL 7100623 A,B SE 363523 B	02-01-1973 21-10-1971 21-01-1972 19-12-1973 25-05-1973 05-10-1971 21-01-1974

REC'D 09 JUN 2000

WIPO

INTERNATIONAL PRELIMINARY EXAMINATION REPORT

(PCT Article 36 and Rule 70)

Applicant's or agent's file reference WO 800083-VB	FOR FURTHER ACTION See Notification of Transmittal of International Preliminary Examination Report (Form PCT/IPEA/416)	
International application No. PCT/NL99/00067	International filing date (day/month/year) 10/02/1999	Priority date (day/month/year) 10/02/1998
International Patent Classification (IPC) or national classification and IPC F04B1/20		
Applicant INNAS FREE PISTON B.V. et al.		

1. This international preliminary examination report has been prepared by this International Preliminary Examining Authority and is transmitted to the applicant according to Article 36.



2. This REPORT consists of a total of 5 sheets, including this cover sheet.

- ☒ This report is also accompanied by ANNEXES, i.e. sheets of the description, claims and/or drawings which have been amended and are the basis for this report and/or sheets containing rectifications made before this Authority (see Rule 70.16 and Section 607 of the Administrative Instructions under the PCT).

These annexes consist of a total of 5 sheets.

3. This report contains indications relating to the following items:

- I ☒ Basis of the report
- II ☐ Priority
- III ☐ Non-establishment of opinion with regard to novelty, inventive step and industrial applicability
- IV ☒ Lack of unity of invention
- V ☒ Reasoned statement under Article 35(2) with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement
- VI ☐ Certain documents cited
- VII ☒ Certain defects in the international application
- VIII ☐ Certain observations on the international application

Date of submission of the demand 08/09/1999	Date of completion of this report 06.06.2000
Name and mailing address of the international preliminary examining authority:  European Patent Office D-80298 Munich Tel. +49 89 2399 - 0 Tx: 523656 epmu d Fax: +49 89 2399 - 4465	Authorized officer Fistas, N Telephone No. +49 89 2399 2936 

INTERNATIONAL PRELIMINARY EXAMINATION REPORT

International application No. PCT/NL99/00067

I. Basis of the report

1. This report has been drawn on the basis of (*substitute sheets which have been furnished to the receiving Office in response to an invitation under Article 14 are referred to in this report as "originally filed" and are not annexed to the report since they do not contain amendments.*):

Description, pages:

1-22 as originally filed

Claims, No.:

1-22 as received on 17/05/2000 with letter of 16/05/2000

Drawings, sheets:

1/6-6/6 as originally filed

2. The amendments have resulted in the cancellation of:

- ☐ the description, pages:
- ☐ the claims, Nos.:
- ☐ the drawings, sheets:

3. ☐ This report has been established as if (some of) the amendments had not been made, since they have been considered to go beyond the disclosure as filed (Rule 70.2(c)):

4. Additional observations, if necessary:

IV. Lack of unity of invention

1. In response to the invitation to restrict or pay additional fees the applicant has:

- ☐ restricted the claims.
- ☐ paid additional fees.
- ☐ paid additional fees under protest.
- ☒ neither restricted nor paid additional fees.

INTERNATIONAL PRELIMINARY EXAMINATION REPORT

International application No. PCT/NL99/00067

2. ☐ This Authority found that the requirement of unity of invention is not complied and chose, according to Rule 68.1, not to invite the applicant to restrict or pay additional fees.
3. This Authority considers that the requirement of unity of invention in accordance with Rules 13.1, 13.2 and 13.3 is
- ☐ complied with.
- ☒ not complied with for the following reasons:
- see separate sheet**
4. Consequently, the following parts of the international application were the subject of international preliminary examination in establishing this report:
- ☐ all parts.
- ☒ the parts relating to claims Nos. 1-11.

V. Reasoned statement under Article 35(2) with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement

1. Statement

Novelty (N)	Yes:	Claims	1-11
	No:	Claims	
Inventive step (IS)	Yes:	Claims	1-11
	No:	Claims	
Industrial applicability (IA)	Yes:	Claims	1-11
	No:	Claims	

2. Citations and explanations

see separate sheet

VII. Certain defects in the international application

The following defects in the form or contents of the international application have been noted:

see separate sheet

Section IV

1. The present application discloses three independent claims, i.e. claims 1, 13 and 17.

The inventive concept of the subject-matter of claim 1 deals with an apparatus for executing activities assisted by equipment driven by means of rotating or linear hydromotors (cf. claims 1-11).

Claims 13 and 17, however, are directed to a hydraulic transformer, because the term "for use" is merely a preferred application of the claimed transformer rather than that the apparatus according to claim 1 is part of the subject-matter of claims 13 and 17.

There is no technical relationship between claim 1 and 13 and claim 1 and 17 involving one or more of the same or corresponding special technical features (Rule 13.2 PCT). Therefore, the inventions of claims 1 and 13 and 1 and 17 are not so linked as to form a single inventive concept, and accordingly, the present application lacks unity of invention.

2. Furthermore, the independent claims 13 and 17 are not so linked as to form a single general inventive concept (Rule 13.1 PCT) for the following reasons:

The features of the preamble of the subject-matter of independent claim 13 are already known from document WO-A-97 31185 (D1). The special technical feature, representing the contribution over the prior art, of claim 13 is, that the volume of the fluid chambers to be sealed by means of the face plate has a maximum value which is less than four times the minimum value of the volume to be sealed.

Neither this nor any corresponding technical feature is present in claim 17 (cf. characterising portion: "the face plate, in relation to the housing, is able to rotate at a second angle which is similar to the first angle"- whereby, according to the statement on page 4, lines 2-6, these characterising features of claim 17 result in that: "the pressure ratio between the line connections over a large working area can completely be reversed through the rotation of the face plate") , so that the

technical relationship between the subject-matter of claims 13 and 17 required by Rule 13.2 PCT is lacking, and the requirement for unity of invention referred to in Rule 13.1 PCT is not fulfilled.

Due to the absence of any response from the applicant, the preliminary examination report has been established on the basis of claims 1-11, which relate to the first group of invention.

Section V

3. The first part of claim 1 is based on the disclosure of WO--97 31185.

The features of the characterising portion of claim 1 are considered to improve the apparatus disclosed in WO-A-97 31185 by providing a quick changing of the settings of the hydraulic transformer.

Since a measuring directly or indirectly of the flow in the connecting lines between the hydromotor and the hydraulic transformer for such an apparatus is not contained in any of the prior documents, the subject-matter defined in claim 1 is new. Furthermore, said subject-matter is considered to be inventive because none of the cited documents or combination thereof contains any hint that could lead in an obvious way to the combination of features described in the independent claim 1.

The subject-matter of the dependent claims 2-11 is considered to be new and inventive, since they concern embodiments of the apparatus defined in claim 1, from which the above mentioned claims 2-11 depend.

Section VII

4. The description is not in conformity with the claims as required by Rule 5.1(a)(iii) PCT.
5. The reference sign "47" has been used incorrectly for both the adjusting means and the control means.



INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(51) International Patent Classification⁶ :

F04B 1/20, 1/30

A1

(11) International Publication Number:

WO 99/40318

(43) International Publication Date:

12 August 1999 (12.08.99)

(21) International Application Number: PCT/NL99/00067

(22) International Filing Date: 10 February 1999 (10.02.99)

(30) Priority Data:

1008256	10 February 1998 (10.02.98)	NL
98200454.1	13 February 1998 (13.02.98)	EP

(71) Applicant (for all designated States except US): INNAS FREE PISTON B.V. [NL/NL]; Nikkelstraat 15, NL-4823 AE Breda (NL).

(72) Inventor; and

(75) Inventor/Applicant (for US only): ACHTEN, Peter, Augustinus, Johannes [NL/NL]; Fazantlaan 3a, NL-5613 CA Eindhoven (NL).

(74) Agent: VAN BREDA, Jacques; Octrooibureau Los En Stigter B.V., Weteringschans 96, NL-1017 XS Amsterdam (NL).

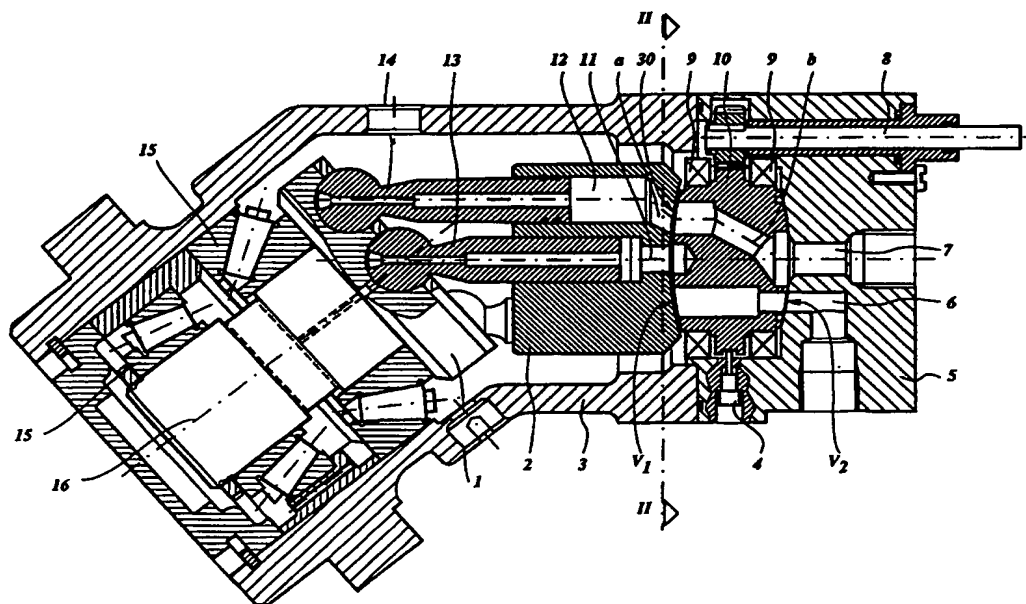
(81) Designated States: JP, US, European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

Published

With international search report.

In English translation (filed in Dutch).

(54) Title: APPARATUS FOR EXECUTING ACTIVITIES ASSISTED BY HYDROMOTORS AND A HYDRAULIC TRANSFORMER FOR USE IN SUCH AN APPARATUS



(57) Abstract

The invention relates to an apparatus for executing activities assisted by equipment driven by means of rotating or linear hydromotors. The hydromotors may be loaded and/or moved in two directions. The hydromotors are coupled via a connecting line and a hydraulic transformer with a high-pressure line. The hydraulic transformer is provided with adjusting means for controlling the hydromotor and control means are provided for restricting the fluid flow in the hydraulic transformer.

FOR THE PURPOSES OF INFORMATION ONLY

Codes used to identify States party to the PCT on the front pages of pamphlets publishing international applications under the PCT.

AL	Albania	ES	Spain	LS	Lesotho	SI	Slovenia
AM	Armenia	FI	Finland	LT	Lithuania	SK	Slovakia
AT	Austria	FR	France	LU	Luxembourg	SN	Senegal
AU	Australia	GA	Gabon	LV	Latvia	SZ	Swaziland
AZ	Azerbaijan	GB	United Kingdom	MC	Monaco	TD	Chad
BA	Bosnia and Herzegovina	GE	Georgia	MD	Republic of Moldova	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagascar	TJ	Tajikistan
BE	Belgium	GN	Guinea	MK	The former Yugoslav Republic of Macedonia	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Greece	ML	Mali	TR	Turkey
BG	Bulgaria	HU	Hungary	MN	Mongolia	TT	Trinidad and Tobago
BJ	Benin	IE	Ireland	MR	Mauritania	UA	Ukraine
BR	Brazil	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Iceland	MX	Mexico	US	United States of America
CA	Canada	IT	Italy	NE	Niger	UZ	Uzbekistan
CF	Central African Republic	JP	Japan	NL	Netherlands	VN	Viet Nam
CG	Congo	KE	Kenya	NO	Norway	YU	Yugoslavia
CH	Switzerland	KG	Kyrgyzstan	NZ	New Zealand	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Democratic People's Republic of Korea	PL	Poland		
CM	Cameroon	KR	Republic of Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kazakstan	RO	Romania		
CU	Cuba	LC	Saint Lucia	RU	Russian Federation		
CZ	Czech Republic	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Germany	LK	Sri Lanka	SE	Sweden		
DK	Denmark	LR	Liberia	SG	Singapore		
EE	Estonia						

Apparatus for executing activities assisted by hydromotors and a hydraulic transformer for use in such an apparatus

The invention relates to an apparatus according to the preamble of claim 1. A disadvantage of the known apparatus is that with load variations on the hydromotor, the speed of the hydromotor varies also. Load reduction may
5 create dangerous situations due to the sudden great increase in speed. Another disadvantage is that all the energy present in the high-pressure line may be used by this particular hydromotor. This means that no more energy would come available for the other hydromotors, which
10 would be a disadvantage. It is the object of the invention to avoid the above disadvantages and to this end the invention is embodied in accordance with claim 1. It is possible to achieve hereby that with the aid of the control means the speed and/or energy consumption of the
15 hydromotor is restricted, so that the above-mentioned disadvantages do not occur.

In accordance with an improvement the apparatus is embodied according to claim 2. Direct or indirect measurement of the flow rate through the hydraulic transformer with the aid of a sensor, in a simple manner for
20 obtaining a signal that can be used by the adjustment means.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 3. In this embodiment
25 simple means are used for limiting the fluid flow through the hydraulic transformer.

In accordance with another version, the apparatus is embodied according to claim 4. In this embodiment the fluid flow in the hydraulic transformer is limited, while
30 simultaneously preventing loss of energy resulting from throttling the fluid flows.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 5. This embodiment achieves that there is always sufficient energy for all

users coupled to the high-pressure line, so that these are able to continue to operate.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 6. This embodiment achieves in a simple manner that low speeds can be realized with the hydromotors, even at high loads.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 7. This embodiment achieves that the system can also be used for the recovery of energy in rapidly changing conditions, such as during deceleration of moving mass when a movable drive is used, and wherein the vehicle can be manipulated in the usual manner by the operator of the vehicle. The rapid change of the pressure ratio is an improvement also for the dynamic control and arrest of mass coupled with a motor.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 8. This embodiment achieves that the hydromotor is not loaded if the control breaks down.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 9. If the setting of the hydraulic transformer is such that quick retraction occurs in the linear cylinder, it is possible by this embodiment to prevent the occurrence of an underpressure in the cylinder, which could cause cavitation.

In accordance with a further improvement, the apparatus is embodied according to claim 10. This embodiment provides the possibility that some of the motors can give a higher torque due to their being driven at a higher pressure than the system pressure prevailing in the high-pressure line. This allows the high-pressure line to be designed for a lower pressure, which is more economical.

The invention also comprises a hydraulic transformer in accordance with the preamble of claim 11. Such a hydraulic transformer is disclosed in WO 9731185. The known apparatus has the disadvantage that if a fluid chamber is sealed by the face plate while there is considerable variation in the chamber's volume due to rotation of the rotor and there is no change in the amount of fluid

that is present, the pressure in the fluid chamber may drop too low, which may cause cavitation. This drop in pressure may be reduced by making the angular deflection at which the fluid chamber is completely sealed, as small as possible. However, this has the disadvantage that there is more leakage along the face plate between the various line connections, which lowers the performance of the apparatus. It is the object of the invention to eliminate the afore-mentioned disadvantage and to this end the volume of the fluid chambers to be sealed by means of the face plate has a maximum value which is less than four times the minimum value of the volume to be sealed. By making use of the oil's elasticity and by ensuring that a relatively large minimum volume remains, cavitation is prevented, so that the mechanical life of the transformer is not shortened and there is hardly any noise nuisance.

In accordance with a further improvement of the hydraulic transformer, it is embodied according to claim 12. By this embodiment cavitation is further prevented.

In accordance with a further improvement, the hydraulic transformer is embodied according to claim 13. By this embodiment, fluctuations of the torque caused by the oil pressure in the fluid chambers and brought to bear upon the rotor are kept at a minimum, as a result of which the axial force the rotor brings to bear upon the face plate, is also kept at a minimum. This facilitates adjustment of the hydraulic transformer.

In accordance with a further improvement, the hydraulic transformer is embodied according to claim 14. This embodiment further limits the fluctuations of the torque brought to bear upon the rotor.

In accordance with another version of the hydraulic transformer, said hydraulic transformer is embodied according to the preamble of claim 15. Such an apparatus is disclosed in WO 9731185. The known apparatus is limited in its applications because it is not possible over a large working area to completely transform the pressure ratios of two of the line connections. It is the object of the apparatus according to the invention to eliminate this

disadvantage, and to this end is embodied according to the characterizing part of claim 15. By this embodiment, the pressure ratio between the line connections over a large working area can completely be reversed through the rotation of the face plate, which broadens the applicability of the apparatus.

In accordance with a further improvement of the apparatus, said apparatus is embodied according to claim 16. This embodiment is a simple manner of providing conduits whose orifices are sufficiently large, so that little loss of current occurs at the various convenient rotation positions of the face plate.

In accordance with one version, the hydraulic transformer is embodied according to claim 17. This embodiment achieves that pressure fluctuations in the third face plate conduit do not influence the axial forces around the face plate, making it simple to bring the same into equilibrium.

In accordance with one version, the hydraulic transformer is embodied according to claim 18. This embodiment makes it possible for the face plate to be compact.

In accordance with a further improvement, the hydraulic transformer is embodied according to claim 19. By this embodiment the two housing gates located at the first radius are in all the face plate's positions in communication with large conduits in the housing, with the result that the flow resistance is minimal.

In accordance with a further improvement the hydraulic transformer is embodied according to claim 20. By this embodiment the shuttle valve is operated quite simply when the face plate is readjusted.

The invention will be elucidated with reference to an illustration of an embodiment, wherein

Figure 1 shows a cross section of a hydraulic transformer based on an axial piston pump,

Figure 2 shows a view according to II-II of the face plate of the hydraulic transformer of Figure 1,

Figure 3 shows a cross section according to III-III of the face plate of the hydraulic transformer of Figure 2,

Figure 4 shows the face plate of Figure 2 as seen from the opposite side,

Figure 5 shows a view according to II-II of Figure 1 of the housing of the hydraulic transformer without face plate,

Figure 6 schematically shows the coupling between the face plate conduits, the gates in the housing and a motor coupled with the pressure transformer,

Figure 7 shows a schematic view as in Figure 6, with the face plate being in a different position in relation to the housing, and the motor encountering a reversed load,

Figure 8 shows a schematic view of the different positions of the face plate in the various deployment conditions and load situations of the motor coupled with the hydraulic transformer,

Figure 9 shows a schematic view of a second embodiment of a hydraulic transformer, coupled with a double-acting hydraulic cylinder,

Figure 10 schematically shows a third embodiment of a hydraulic transformer with a single-acting hydraulic cylinder,

Figure 11 shows a diagram of the working range of a hydraulic transformer,

Figure 12 schematically shows an embodiment of a hydraulic transformer with a control system, and a hydro-motor, and

Figure 13 shows a simplified version of the embodiment of Figure 12.

Similar parts in the various figures are identified as much as possible by identical reference numbers.

Figure 1 shows a hydraulic transformer. It shows a bent housing 3 in accordance with the bent housing of an axial piston pump, from which said hydraulic transformer is more or less derived. At one side in the bent housing 3, a swivel axle is rotatably mounted by means of two

swivel axle bearings 15. The swivel axle 1 is able to freely rotate around a rotation axis 16. The bent housing 3 comprises also a rotatable rotor 2, mounted on an axis 13. The rotor 2 rotates around the axis 13 which is
5 mounted on the swivel axle 1. A rotation axis 11 of the rotor 2 forms an angle with the rotation axis 16 of the swivel axle 1, whereby said rotation axes 11 and 16 intersect.

The swivel axle 1 is also provided with pistons 14,
10 which can move in the longitudinal direction in the cylindrical chambers 12 of the rotor 2. The pistons 14 couple the rotation of the swivel axle 1 with the rotation of the rotor 2. The joint rotation of the rotor 2 and the swivel axle 1, and the fact that the rotation axis 11 of the
15 rotor 2 and the rotation axis 16 of the swivel axle 1 form an angle, cause the pistons 14 in the cylindrical chambers 12 to move to and fro, thereby causing the volume of the cylindrical chambers 12 to vary between a minimum and a maximum. Via a rotor conduit a, each of the cylindrical
20 chambers 12 is in communication with face plate gates 30 located in a sealing surface V1.

The rotor 2 is sealingly fastened to a face plate
10 by means of the sealing surface V1, and the face plate 10 is sealingly fastened to a housing 5 by means of a
25 sealing surface V2. The housing 5 and the bent housing 3 are attached to one another by means of bolts, which are not shown. The face plate 10 is rotatably mounted in the housing 5 by means of face plate bearings 9, whereby it is able to rotate around a rotation axis 11 which coincides
30 with the rotation axis 11 of the rotor 2. The bearings 9 are designed such that the face plate 10 is able to move in the direction of the rotation axis 11, that in the cylindrical chambers 12 the rotor 2, under the influence of the oil pressure pushes, among other things, against
35 the face plate 10, and the face plate against the housing 5. Any oil leakage along the surfaces V1 and V2 is thereby avoided as much as possible.

By means of an adjusting shaft 8, the face plate 10 can be rotated and thus adjusted. The rotation of the face

plate 10 is limited to approximately 180° by means of a pin 4. In the housing 5 radial housing bores 6 are provided and a central housing bore 7.

The bearings 9 of the face plate 9 are necessary to prevent the face plate from tilting under the influence of the asymmetrical pressures in the sealing surfaces V1 and V2. These asymmetrical pressures develop due to the varying oil pressures in the various orifices in the face plate 10 and they depend, among other things, on the rotation position of the face plate 10. Should the face plate 10 be able to tilt, inadmissible leakages could develop along the surfaces V1 and V2. The bearings 9 are therefore designed such that the face plate 10 is able to move in the axial direction but cannot tilt. In order to further minimize the leakage in the surfaces V1 and V2 ensuing from tilting of the face plate 10 which could occur due to play in the bearings 9, the surfaces V1 and V2 are spherical with the centre of the sphere being located on the rotation axis and the surface of the sphere being directed outward. This diminishes the extent to which tilting affects leakage.

The rotor 2 can rotate around the rotation axis 11, thereby varying the volume of the cylindrical chambers 12. Via the face plate gates 30 and the conduits b in the face plate 10, the cylindrical chambers 12 are in communication with one or two of the radial housing bores 6 of the central housing bore 7. The face plate 10 is kept in the housing 5 at a more or less constant rotation position, unless said face plate is being adjusted by means of the adjusting shaft 8. Due to the effect of the different pressures prevailing in the central housing bore 7 and the radial housing bores 6, the pressure in the various cylindrical chambers 12 varies, with the result that at the various chambers different forces are brought to bear upon the rotor 2, causing the rotor 2 to rotate. This induces the flow of oil through the housing bores 6 and 7, the pressure ratio in the various housing bores depending, among other things, on the position of the face plate 10. The sealing surfaces V1 and V2 are, in accordance with the

known art, finished with care, so that there is hardly any leakage between the rotor 2 and the face plate 10 or between the face plate 10 and the housing 5 respectively. The cylindrical chambers 12 have a varying volume which
5 during rotation of the rotor 2 is periodically sealed by the face plate 10 at the face plate gate 30. While being sealed, the volume in the cylindrical chambers 12 still varies, causing the pressure to rise or drop due to the rotation of the rotor 2. If the cylindrical chamber 12,
10 sealed by surface V1, has a dead volume of at least 25 to 50% of the stroke volume of the piston 14, there is no cavitation which shows that the pressure drop is staying within acceptable limits. This means that the maximum volume sealable by the face plate is smaller than three to
15 five times the minimum of the sealable volume. Due to the fact that the expanding oil prevents the pressure in the cylindrical chamber 12 from dropping too low, cavitation is prevented. This in turn reduces wear and the noise level.

20 As a result of the cylindrical chambers 12 being sealed and of there being a limited number of cylindrical chambers, for example, in this case 7 chambers, the rotation of the rotor 2 caused by the pressure variations in the cylindrical chambers 12 and the ensuing fluctuation of
25 the torque on the rotor 2, is not completely regular and are the rotation of the rotor 2 and the swivel axle 1 subject to deceleration and acceleration. This will cause the hydraulic transformer to exert a varying torque on its bedplate which, through resonance, may cause noise
30 nuisance. Noise nuisance can be prevented by placing the hydraulic transformer on rubber blocks, thereby allowing it to make small movements and by making the lines flexible.

Figure 2 shows the face plate 10 in the sealing
35 surface V1 with a high-pressure rotor gate 17, a first rotor gate 18 and a second rotor gate 18'. These gates collaborate with the face plate gates 30. Between the rotor gates 17, 18 and 18' wide walls 23 are provided, the width of the wide wall 23 being such that a cylindrical

chamber 12 via the face plate gate 30 is always only in contact with one of the rotor gates 17, 18 or 18'. As discussed above, it has been shown that when the rotor 2 rotates, the torque exerted by the swivel axle fluctuates as a result of the different fluid pressures in the cylindrical chambers 12. If there are three rotor gates 17, 18 and 18', this undesirable fluctuation can be limited by having as many cylindrical chambers 12 as possible. By providing cylindrical chambers 12 in multiples of three, the axial force exerted by the rotor 2 on the face plate 10 is minimal, resulting in a reduction of wear. Preferably there are nine or twelve cylindrical chambers because this is the number with which to achieve the above-mentioned advantages in the most optimal manner.

Over a curve of, for example, approximately 180° the circumference of the face plate 10 is provided with toothing 22 and the other 180° are provided with a groove 19 interacting with the earlier-mentioned pin 4. The adjusting shaft 8 engages the toothing 22. The lengths of the rotor gates 17, 18 and 18' may be identical but, depending on the application, may also be different. Due to the groove 19 and the toothing 22 provided over half of the circumference, the rotation of the face plate 10 in the housing 5 is restricted to about 180°, the high-pressure rotor gate 17 being able to rotate over 90° to both sides in relation to the position in which the volume of the cylindrical chamber 12 is the smallest (this position is called the Top Dead Centre TDC). By shortening the groove 19 or by using two pins 4, the maximum rotation angle can be reduced to less than 90° either side. This limits the maximally attainable pressure ratios, so that, for example, the pressure in the first or second rotor gate is restricted to twice the pressure in the high-pressure rotor gate, or whereby the maximum pressure in the one load direction can be made different to that in the other direction.

In accordance with an embodiment of the face plate 10, the rotor gates 17, 18 and 18' and the walls 23 are dimensioned such that the axial forces from the rotor 2 on

the face plate 10 are at all rotation positions as low as possible. The rotor gates 18 and 18' are identical in size and symmetrical in relation to one another, and the centres of the walls 23 form an angle with one another which is a multiple of the pitch angle between the rotor gates 30, distributed evenly over the circumference. The width of a wall 23 in the direction of rotation is approximately, with a tolerance of one degree, the same as the width of a face plate gate 30 in the direction of rotation. In this embodiment the rotor 2 may also assume a rotation position in which the walls 23 are covered by the portion of the rotor 2 that is located between the face plate gates 30. The oil leakage between the rotor gates 17, 18 and 18' is then minimal. In the situation where the face plate 10 is adjusted such that, subject to the load from the users connected to the hydraulic transformer there is no oil flow, the pressures in the cylindrical chambers 12 and the forces on the rotor 2 will cause the same to come to a stand-still, because this is the most stable position.

The face plate 10 is rotated by means of the axle 8. In order to realize an engagement without play between the toothed wheel on the axle 8 and the toothing 22, several known measures can be taken, such as rendering the centre-to-centre distance between the axle 8 and the rotation axis of the face plate 10 adjustable. To this end the bush in which an axle 8 rotates is designed in the known manner as eccentric bush. The axle 8 may be driven by means of a manually operated lever. As will be shown below, the axle 8 may also be driven by means of a servomotor comprising a control system. Alternatively, the manual operation may be limited by blockages which are adjustable by means of a control system.

Figure 3 shows a cross section of the face plate 10. It can be seen how via a conduit b, the high-pressure rotor gate 17 is in communication with the centrally positioned high-pressure housing gate 21. Via a conduit b the first rotor gate 18 is in communication with a first hous-

ing gate 20, located at a radius at the side of the gate plate 10 facing the housing 5.

Figure 4 shows the view of the surface V2 of the face plate 10. The position of the first housing gate 20, a second housing gate 20' and the high-pressure housing gate 21 are visible. the length of the first housing gate 20 and the second housing gate 20' is slightly less than 90°.

In Figure 5 the housing 5 is shown, illustrating the connections of the radial housing bores 6 and the central housing bores 7, which terminate in the sealing surface V2 with a face plate gate 24. In the centre of surface V2 a central housing bore 7 is provided, and surrounding it are the four evenly distributed face plate gates 24. Between the face plate gates 24 there is a narrow wall 25. The central housing bore 7 adjoins the high-pressure housing gate 21, and the face plate gates 24 adjoin the first housing gate 20 and second housing gate 20'. The dimensions of the first housing gate 20 and the second housing gate 20' are such that they cover approximately one face plate gate 24. It is essential that in the various positions of the face plate 10, always two face plate gates 24 work together such as to allow the oil to flow from the first housing gate 20 or the second housing port 20' with little loss of current.

Figures 6 and 7 schematically show the connections of a hydraulic transformer HT, the manner in which they are provided with energy via a feed pressure P, and the oil discharge having a tank pressure T, and how a rotating motor 27 is connected in the case of a varying load device. Figure 6 schematically shows the face plate 10, positioned at an adjusting angle δ . The face plate gates 24 are represented schematically as the curved lines 24a, 24b, 24c and 24d and correspond to the face plate gates 24 shown in Figure 5. The first housing gate 20 works together with two face plate gates 24a and 24b. Due to the adjusting angle δ , the first housing gate 20 has a working pressure B, the second housing gate 20' has the tank pressure T, if the high-pressure cylinder gate has a feed

pressure P. Said pressures bear a certain relation to one another which, among other things, depends on the adjusting angle δ . For the working pressure B to be able to take on a value that may exceed that of the feed pressure P by approximately 50%, it is necessary that the adjusting angle δ can be adjusted to a maximum of 90°. The first housing gate 20 is then in open communication with the two face plate gates 24a and 24b. Via a shuttle valve 26, said conduit gates 24a and 24b are in communication with one another and are coupled to a first connection 29 of the rotating motor 27. In a similar manner the face plate gates 24c and 24d connected with the second housing gate 20', are connected with a second connection 28 of the rotating motor 27. When comparing Figures 6 and 7, wherein the adjusting angle δ in Figure 7 has acquired an opposite value with the result that the pressures on the rotating motor 27 have also acquired an opposite value, the necessity for the first housing gate 20 to also be in communication with the face plate gate 24c becomes obvious, and for that purpose the shuttle valve is turned.

The adjustment of the shuttle valve 26 depends entirely on the position of the face plate 10 and may thus be coupled thereto. This may be a mechanical coupling; the face plate 10 may, for example, be a cam disc which operates the shuttle valve 26. It may also be an electro-mechanical or electrohydraulic coupling. The face plate 10 may also be provided with gates (not shown) which work together with orifices in the housing so that they have the effect of valve 26. Instead of coupling the shuttle valve 26 with the face plate 10, it is also possible to adjust the shuttle valve 26 in relation to the pressure at the motor connections 28 and 29, since they also depend on the adjusting angle δ .

Apart from the above embodiment having a central housing bore 7 working together with the high-pressure housing gate 21, there are also other possible embodiments. For example, a first alternative embodiment is that instead of the central housing bore 7 in surface V2, a annular conduit is provided in housing 5 or in the face

plate 10, working together with a bore in the face plate 10 or the housing 5 respectively. Said annular conduit is then provided at a different radius to that of the face plate gates 24. A second alternative embodiment is, for example, that the above-mentioned annular conduit is provided at the circumference of the face plate 10, either in the face plate 10 or in the housing 5. Said annular conduit then also works together with a bore provided in the housing 5 or in the face plate 10, respectively. This embodiment has the advantage that if the pressure in the annular conduit varies, the forces exerted in the direction of the rotation axis 11 on the face plate 10, do not vary; as a result of which the forces on the face plate 10 ensuing from the pressures in the various gates can be equilibrated more easily in the different work situations. Instead of the above-mentioned embodiment comprising an annular conduit and a bore, with the annular conduit extending over the maximal rotation angle of the face plate 10, it is also possible to provide two annular conduits, one in the housing and one in the face plate 10, the length of the annular conduits being such as to allow the face plate 10 to make the desired rotation.

In the embodiment shown, the face plate 10 is bearing-mounted in bearings 9. The face plate may also be provided with different bearings, always ensuring that rotation and axial displacement are possible and that tilting is prevented. For example, it is possible to use static oil pressure bearings, or to provide an axle or tube at the rotation axis 11 projecting into the housing 5 and being bearing-mounted in the housing, and which can simultaneously be employed for the rotation of the face plate 10. The tubular axle may then be in coupled with the central housing bore 7.

The above-described construction comprising a shuttle valve 26 is in particular necessary if the face plate 10 is required to rotate over a wide angle, as is the case in the embodiment shown. If the rotation angle is permitted to be smaller, for example, because chambers are used whose volume acquires a minimum and a maximum value

twice or more often per rotator rotation, and if the embodiment of the face plate is adapted, the rotation the face plate is required to make to operate is smaller, and it is not necessary to use a shuttle valve to ensure that the
5 flow orifices are large enough. However, there may be occasions when their use will nevertheless give better results.

In the interior of the bent housing 3, leak-off oil will flow along the separation surfaces V1 and V2. Since
10 the bent housing 3 does not have a rotating exiting axle with a pressure-sensitive seal - as the swivel axle 1 is not driven - the development of an overpressure in the bent housing 3 is permissible. As the overpressure may be equal or higher than the tank pressure T, the interior of
15 the housing 3 is, in a manner not shown, in communication with the face plate gate 24c and consequently with the tank connection T.

Figure 8 shows schematically the application of the hydraulic transformer when the same is connected to a
20 rotating motor 27, as indicated in the Figures 6 and 7. The description is applicable in a similar manner if instead of a rotating motor 27 a double-acting hydraulic cylinder as linear motor is coupled to the hydraulic transformer. Instead of rotation and torque, displacement
25 and load are then involved.

In the diagram of Figure 8 the rotation speed of the motor 27 is plotted in four quadrants on the horizontal axis against the loaded torque. In a first quadrant I the motor moves forward at a positive speed ω , driving,
30 for instance, a device or object at a positive torque T. In the second quadrant II the motor moves forward at a positive speed ω , the device or object mass is being decelerated at a negative torque T. In the third quadrant III the motor moves in the opposite direction and the
35 speed ω is negative and the device or object is driven in that direction also, such that the torque T is also negative. In the fourth quadrant IV the direction of movement of the device or object is still opposite so that the

speed ω is negative, but this negative speed is being decelerated due to the torque being positive.

The torque T of the motor 27 is limited by the maximally allowable pressure in the system which is formed
5 by the hydraulic transformer, the coupling lines and the motor; the speed ω is limited by the allowable speed of the motor, and each quadrant is also limited by the maximum power to be produced, which is shown by the hyperbolical boundary of the quadrants.

10 As shown in the diagram, the pressure ratio at the rotor gates 17, 18 and 18' is determined by the rotation position of the face plate 10, in the diagram indicated by the adjusting angle δ in relation to TDC, which is the Top Dead Centre, that is the position of the rotor 2 at which
15 the volume of the cylindrical chamber 12 is maximal. As discussed above, the first rotor gate 18 and the second rotor port 18' are joined with the connections of the motor 27, and the feed pressure P is joined with the high-pressure rotor gate 17.

20 The rotation of the motor 27 at rotation speed ω occurs through the effect of the torque T , which torque T depends, among other things, on the resistance and the acceleration and deceleration of the devices and objects driven by the motor 27. The rotation of the motor 27
25 causes the flow of oil and also the rotation of the rotor 2 at a rotation speed r . The direction of the rotation and the speed r of the rotor 2 depend on the direction of the rotation and the rotation speed ω of the motor 27.

In order to be able to react to varying loads, the
30 face plate has to be quickly adjustable and rotatable. For example, when the hydraulic transformer is used with the motor in a mobile drive, it is essential that it is possible to quickly switch from movement to deceleration, and to this end it is necessary that within 500 msec the load
35 of the motor 27 can be completely reversed by means of a 180° rotation of the face plate 10. This means that within 500 msec the face plate 10 can be turned 180° from the first extreme operative position to the second extreme operative position, transforming the maximal working pres-

sure from the first motor connection 28 to the second motor connection 29 and vice versa.

In order for the system to respond properly to load fluctuations due to, for example, varying loads, a feed-back control system is used for the drive of the face plate, wherein feedback may be effectuated through measuring the speed of the motor (speed feedback) or through measuring the load of the motor (load feedback).

Speed feedback may ensue when the rotation speed r of the rotor is measured or when the pressure drop at throttling resulting from an oil flow, is measured. Load feedback may ensue when the pressure difference between the first housing gate 20 and the second housing gate 20' is measured. The drive of the face plate 10 and the applied control system are attuned such that a response frequency of minimally 3.5 Hz, and preferably a response frequency of minimally 7 Hz is realized. This means that the face plate 10 has to be able to rotate quickly from the intermediate position to the maximum position, in other words 90°, for instance within 100 to 200 msec. To this purpose the drive of the face plate 10 may comprise an electric servomotor coupled to the adjusting axle 8. Alternatively, the face plate 10 can be adjusted by means of a hydraulic cylinder comprising a rack which engages (not shown) the toothing 22 of the face plate 10, and which is adjustable by means of a servo valve.

Figure 9 shows a double-acting hydraulic cylinder 32 comprising a housing 31 with a vertically movable piston 33. The piston is movable in both directions x and in doing so, is able to exert a force P in both directions. Thus the double-acting hydraulic cylinder 32 can be used in a similar manner as in the application of the rotatable hydromotor described in Figure 8, and is therefore suitable for four-quadrant use. At the bottom side, the housing 31 and the piston 33 form a chamber 34 which via a connecting line 38 is in communication with a connection of a hydraulic transformer 40. Via a connecting line 37, a chamber 35 formed by the top of the piston 33 and the housing 31, is in communication with the hydraulic trans-

former 40. The hydraulic transformer 40 is a simple embodiment of the hydraulic transformer described in the preceding figures. The simplification consists in the fact that the line connections such as the high-pressure line P and the connecting line 37 and 38 are in communication with the three conduits in the face plate. To ensure that in certain load situations the mass continues to be appropriately equilibrated in the hydraulic transformer 40, it is necessary to transport fluid from or to the tank connection T. To ensure that said transport to the pressureless line of the hydraulic transformer 40 takes place, a valve 36 is provided which operates via the position of the face plate or the pressure in the connecting lines 37 and/or 38. The leak-off oil in the hydraulic transformer 40 is discharged to the tank connection T via a leak-off oil drainage 39.

Figure 10 shows a single-acting hydraulic cylinder 41 comprising a housing 31 and a piston 33. The piston 33 is movable in both directions x and is able to exert a force in one direction P. Thus the single-acting hydraulic cylinder 41 is only suitable for use in a first and fourth quadrant as shown in Figure 8, where instead of torque and rotation one has to read load and displacement. A connection line 38 couples the single-acting hydraulic cylinder 41 to a hydraulic transformer 41, which is comparable to the above-mentioned hydraulic transformer 40, and in which the rotation of the face plate is limited so that the pressure in the connecting line 37 never exceeds the pressure in the tank connection T. Due to inertia of the piston 33 or the mass connected with it, it is possible that when the face plate is being adjusted, the connecting line 38 becomes pressure-less to the extent that said pressure line 38 or the chamber 34 become cavitated. In order to avoid this, the connecting line 38 is in communication via a non-return valve 43 with the tank connection T.

The diagram of Figure 11 shows the working range of a hydraulic transformer, wherein the same is fed from a high-pressure line having a constant pressure P, and is coupled to a motor, for example, a rotating hydromotor.

The constant working pressure P is generated by means of an aggregate. In the diagram the pressure P is plotted against the volume oil flow Q to the hydromotor. To protect the hydraulic transformer, the connecting lines and the motor against overloading, the pressure is limited to P_{\max} by restricting the rotation of the face plate. As already known, P_{\max} may be higher than the pressure in the high-pressure line P , so that in a limited number of places in an installation, it is possible to use motors with a higher allowable pressure. The values for pressure P and volume flow Q shown in the diagram correspond to the load from the hydromotor and the rotation speed of the hydromotor respectively. The power produced by the hydraulic transformer and thus also by the hydromotor is indicated by the dash-dot-lines P_1 , P_2 and P_3 .

The motor coupled with the hydraulic transformer is controlled by varying the pressure, which causes the motor to rotate and the volume to flow through the hydraulic transformer. In a high-pressure line having a constant pressure P , the volume flow may increase without limitation as long as the load produced by the motor is greater than the load used by the machine that is being driven. The motor could develop an inadmissible speed, or inadmissibly much power could be used from the high-pressure line. The place in the diagram indicated by W is the used power P_1 and the fluid flow Q_2 . The working range is then $A + B + C + D$, and it is the objective to limit this. By limiting the fluid flow Q to Q_1 , the maximum power produced becomes P_2 and the working range becomes $A + B$. This may result in the hydromotor using too much power, so that the aggregate cannot supply enough oil. By limiting the power to be produced by the hydraulic transformer to P_3 , the working range is reduced to $A + C$; it should be borne in mind, however, that there is no restriction to Q_2 , so that during load reduction the revolutions of the hydromotor may still be inadmissibly high. By combining the limitation of the fluid flow and the power, the working range is reduced to A .

Figure 12 shows how the working range can be limited by means of a control system. A schematically indicated hydraulic transformer 44 comprises an adjustment mechanism for the face plate, which adjustment mechanism 45 is operated by an actuator 46. The actuator 46 is controlled by a control system 47 which is designed to make the motor move in a particular manner. In the high-pressure line from a pressure source P to the hydraulic transformer 44, a sensor 50 is provided which is able to measure the flow rate, or which at least emits a signal if the flow rate exceeds a set value. The hydraulic transformer 44 is connected with a hydromotor 48 by means of connecting lines 51. The connecting lines 51 are provided with a sensor 49, which is similar to sensor 50. The sensors 49 and 50 are coupled with the control system 47.

By measuring the oil flow to the hydraulic transformer 44 by means of the sensor 50, the power used is measured and the face plate can be adjusted by means of the actuator 46 such that the power used by the hydraulic transformer can be limited to a set value. By measuring the oil flow in the connecting line 51 by means of the sensor 49, the fluid flow can be limited. Instead of measuring the fluid flow directly in the connecting line 51, it can also be determined in another manner, for example, by counting the revolutions of the rotor of the hydraulic transformer 44 or of the hydromotor 48.

In addition to the embodiment described above it is also possible for the control system 47 to comprise an algorithm for calculating the various flow rates and/or the power used. For this purpose, the pressure in the high-pressure line is known in the control system 47, for example, via a sensor or as preset value; for example, via the position of the actuator 46, the position of the face plate is known and one of the rates in the system, such as the flow rate in the high-pressure line to the hydraulic transformer 44, the flow rate in a connecting line 51, the rotation speed of the hydraulic transformer's rotor or the speed of movement of the motor 48, are known.

Figure 13 shows a simplified embodiment for limiting the fluid flow through the hydraulic transformer 44, wherein the adjustment mechanism 45 of the face plate is operated manually. In order to limit excessively high
5 speeds of the motor 48 controlled by the hydraulic transformer 44, a mechanism is provided for restricting the stroke of the adjustment mechanism 45 if the flow rate in the connecting lines 51 exceed a preset value. To the
10 adjustment mechanism 45 a rod 52 is attached, which can slide into a bush. The bush 53 is fastened to a hydraulic cylinder 55, whose piston, when there is insufficient pressure in a signal line 56, is retained in an extreme position by a spring 54. In this position the rod 52 can
15 move freely in the bush 53 and the adjustment mechanism 45 can be moved freely. In both flow directions in the connecting line 51, a restriction 57 is built in after a non-return valve 58, which above a particular flow rate in the signal line 56 or a signal line 60, causes a build-up of pressure. The pressure in the signal line 56 pushes the
20 piston in opposition to the spring pressure in the hydraulic cylinder 55 toward its second extreme position, and pushes the adjusting means 45 into a direction such that the flow rate will decrease.

If the flow rate is too high in the opposite direction, the pressure will increase in the signal line 60, so
25 that an identical cylinder will move the adjustment mechanism 45 into the opposite direction.

In addition to, or instead of limiting the flow rate as shown here, the power can be limited in a similar
30 manner.

The above-described embodiment comprising limitation of power to be produced by a motor, is deployed in situations where several motors and other users are coupled to a common high-pressure line. By means of the
35 control system 47 it is possible to limit the power used by the various motors which may, for instance, be necessary if the hydraulic power to be produced by an aggregate is limited, and if parts of the installation always have to be available for use.

In addition to the above-described limitation of power and/or speed, in which the adjustment is more or less non-dissipative, a simpler embodiment is possible, wherein a flow-limiting valve is provided in the high-
5 pressure line to the hydraulic transformer and/or in the connecting line to the hydromotor. Limitation of the flow is realized by throttling the oil flow so that energy is lost. Because of the simplicity of the embodiment and the considerable operational reliability, this solution may be
10 applied as safeguard in addition to the above-mentioned more advanced control system.

An example of the above-described installation is a fork-lift truck comprising a hydraulic aggregate, where always enough energy must be available, for example, for
15 lifting the load. In this deployment the power used because of the movable drive is, for example, limited to 90% of the aggregate's power, so that always sufficient energy remains available for the lift drive.

The control means 47 discussed above may also be
20 used to control the hydraulic transformer 44 such that displacements at low speed are possible. The hydraulic transformer controls the movement of the hydromotor 48 by means of fluid pressure with the consequence that, due to the compressibility of the fluid in the hydraulic trans-
25 former and due to pressure fluctuations during rotation of the hydraulic transformer's rotor, the hydromotor does not immediately start when the adjustment mechanism 45 is being operated, so that extra provisions are required. Small movements of the hydromotor are possible if during
30 actuation by the adjustment mechanism the face plate oscillates around the adjusted position with a deflection of preferably 10 degrees. The oscillation frequency depends on the hydraulic transformer, the hydromotor 48 and the connecting lines 51, and may be between 3 and 16
35 Hz or higher. In order to avoid loss of energy during adjustment of the face plate, the frequency chosen is preferably as low as possible. In practice, 7 Hertz has been proven to be a good oscillation frequency. The oscillation of the face plate around an adjusted position in the

afore-described manner induces pressure oscillations of the same frequency in the connecting line, and it allows the hydromotor 48 to move at low speed over a relatively large distance, facilitating precise displacements. An additional advantage is that the face plate always moves inside the housing, so that there is always an oil film between the housing and the face plate, with the consequence that less energy is required for adjusting the face plate.

10 In addition to the above-described manner for oscillating the face plate by means of an actuator 46 controlled by a control system 47, the adjusting mechanism 45 may carry out a hydraulically driven oscillation around the adjusted value, so that said oscillation can also be
15 applied, for example, in a manually controlled embodiment as described in Figure 13.

Instead of the above-described oscillation of the face plate around the adjusted position it is possible to obtain the same effect if the hydraulic transformer is
20 provided with a mechanism by which the top dead centre TDC oscillates around a position of equilibrium by means of, for example, allowing the bent housing 3 (see Figure 1) to oscillate in relation to the housing 5. This distinguishes the oscillation from the adjustment of the face plate 10,
25 making it more simple to adjustment the face plate.

CLAIMS

1. An apparatus for executing activities assisted by equipment driven by means of rotating or linear hydromotors (27,32; 41; 48), which motors may be loaded and/or moved in two directions, comprising a pressure source (P) for storing and delivering highly compressed fluid of high pressure, a high-pressure line for transporting fluid from the pressure source to at least one hydraulic transformer (HT; 40; 42; 44) provided with a rotor (2) and provided with adjusting means (8; 45,47) for controlling the hydromotor through the adjustment of the fluid pressure in a connecting line (28,29; 37,38; 51) between the hydraulic transformer and a hydromotor connected therewith and a low-pressure line (T) connected with the hydraulic transformer for discharging low-pressure fluid characterized in that control means (46,47,49,50; 55,57) are provided for restricting a fluid flow in the hydraulic transformer.

2. An apparatus according to claim 1, characterized in that the control means comprise at least one sensor (49,50; 57) for directly or indirectly measuring the flow rate of the fluid flow in the hydraulic transformer, such as a flow sensor in the high-pressure line to the hydraulic transformer, a flow sensor in a connecting line, a revolution sensor for measuring the rotor's rate of rotation, or a movement sensor for measuring the hydromotor's rate of movement.

3. An apparatus according to claim 2, characterized in that the sensor forms part of a flow restriction valve in the high-pressure line to the hydraulic transformer and/or in the connecting line.

4. An apparatus according to claim 2 or 3 characterized in that the sensor (49,50; 57) is coupled with the adjusting means (45,46,55) for, subject to the flow rate measured, adjusting the pressure in the connecting line (51).

5. An apparatus according to one of the preceding claims wherein the pressure source comprises an aggregate

characterized in that the control means (47) are adjusted such that the hydromotor uses less power than an adjustable value which is, for example, a portion of the power the aggregate is capable of supplying.

5 6. An apparatus according to one of the preceding claims characterized in that the hydraulic transformer (44) is provided with means (45,46,47) to cause the pressure in the connecting line(s) (51) to oscillate around an adjusted valve at a frequency of at least 3 and preferably
10 more than 7 Hertz.

7. An apparatus according to one of the preceding claims wherein the hydraulic transformer has a continuously variable setting controlled by the adjustment means, characterized in that the adjustment means are designed to
15 be able to change the setting within 500 msec from the first extreme setting via the zero position to the second extreme setting.

8. An apparatus according to one of the preceding claims characterized in that the adjustment means are provided with spring-activated elements for returning the
20 hydraulic transformer into a neutral position wherein the pressure in the connecting line(s) is minimal.

9. An apparatus according to one of the preceding claims wherein the hydromotor is a linear cylinder (41)
25 connected with the hydraulic transformer (42) by means of one connecting line (38), characterized in that the connecting line is provided with means (43) for at underpressure supplying fluid from the low-pressure line.

10. An apparatus according to one of the preceding
30 claims, characterized in that a hydraulic transformer and the connecting line(s) and hydromotor connected thereto are suitable for a pressure exceeding the pressure prevailing in the high-pressure line.

11. A hydraulic transformer for use in an apparatus
35 according to one of the preceding claims, wherein a first fluid flow having a first pressure is transformed into a second fluid flow having a second pressure, comprising a housing (5), a first line connection, a second line connection and a third line connection, a rotor (2) which in

relation to the housing is limitlessly rotatable, a plurality of fluid chambers (12) whose volume during rotation of the rotor (2) varies between a minimum and a maximum, and a face plate (10) provided with three rotor gates (17,18, 18') which during rotation of the rotor (2) serve for sealing and alternately connecting via rotor conduits (a), face plate gates (30) and the rotor gates (17,18,18'), the fluid chambers (12) with the three line connections, characterized in that the volume of the fluid chambers (12) to be sealed by means of the face plate (10) is maximally four times as large as the minimum.

12. A hydraulic transformer according to claim 11, characterized in that the volume of the fluid chambers (12) to be sealed by means of the face plate (10) is maximally three times as large as the minimum.

13. A hydraulic transformer according to claim 11 or 12, characterized in that the rotor has nine or twelve fluid chambers.

14. A hydraulic transformer according to claim 11, 12 or 13, characterized in that the face plate gates (30) and the rotor gates (17,18,18') are dimensioned such that at least two rotor gates are of the same size, and all three walls (23) between the rotor gates simultaneously seal off a face plate gate (30).

15. A hydraulic transformer for use in an apparatus according to one of the claims 1-10 wherein a first fluid flow having a first pressure is transformed into a second fluid flow having a second pressure, comprising a housing (5), a first line connection, a second line connection and a third line connection, a rotor (2) which in relation to the housing is limitlessly rotatable, a plurality of fluid chambers (12) whose volume, when the rotor (2) rotates at a first angle, varies between a minimum and a maximum, and a face plate (10) provided with face plate conduits (b) for, while the rotor (2) is rotating, alternately connecting the fluid chambers (12) with the three line connections, which face plate (10) is rotatable in relation to the housing (5) and is provided with means for without interruption keeping a face plate conduit (b) in communi-

cation with the respective line connection while the face plate (10) is rotating, characterized in that the face plate (10), in relation to the housing (5), is able to rotate at a second angle which is similar to the first angle.

16. A hydraulic transformer according to one of the claims 11-15, wherein the face plate (10) at the side of the fluid chambers (12) is bordered by a first separating surface (V1) and at the side facing away from the fluid chambers by a second separating surface (V2), the first separating surface comprising at least three rotor gates (17,18,18') located at a first radius and being in communication with three face plate conduits (b), and the second separating surface (V2) comprising two housing gates (20,20') located at a second radius, and each being in communication with a face plate conduit (b), characterized in that the third face plate conduit is in communication with a housing gate located at a third radius which is different from the second radius.

17. A hydraulic transformer according to one of the claims 11-16, wherein the third face plate conduit is in communication with a housing gate at the external circumference of the face plate.

18. A hydraulic transformer according to one of the claims 11-17, wherein the third face plate conduit is in communication with a housing gate (21) near the rotation axis (11) of the face plate (10).

19. A hydraulic transformer according to one of the claims 11-18, characterized in that at the second separating surface (V2), the housing (5) is provided among other things with four face plate gates (24) located at the second radius; two face plate gates (24a, 24c) being positioned diametrically opposite one another and being in direct communication with the first (B) and the second (T) line connection respectively, while the other two face plate gates (24b, 24d) positioned diametrically opposite one another are in communication via a shuttle valve (26) with the first (B) and second line connection (T).

20. A hydraulic transformer according to claim 19, characterized in that the shuttle valve (26) forms part of the face plate (10) or is coupled thereto.

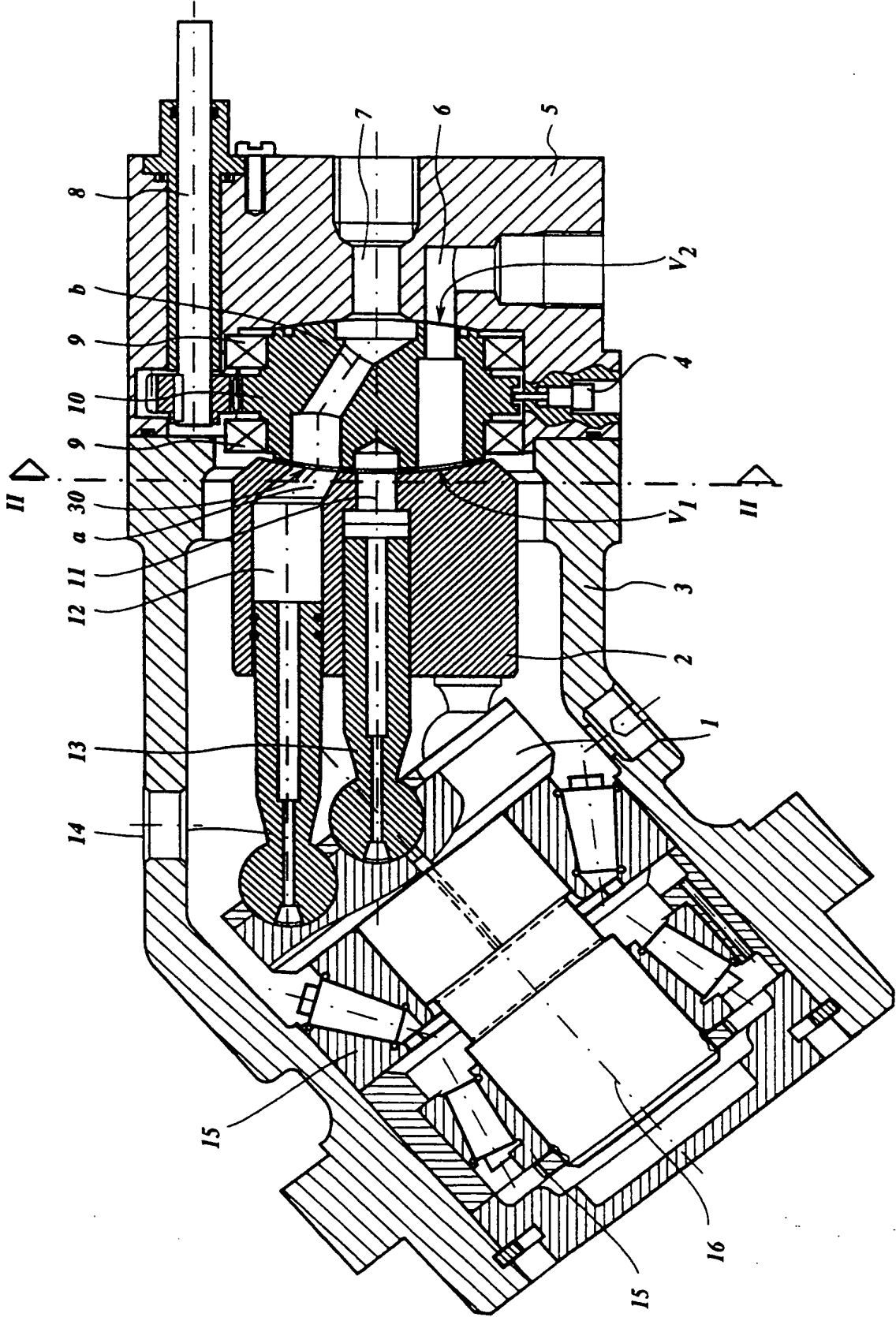


Fig. 1

2/6

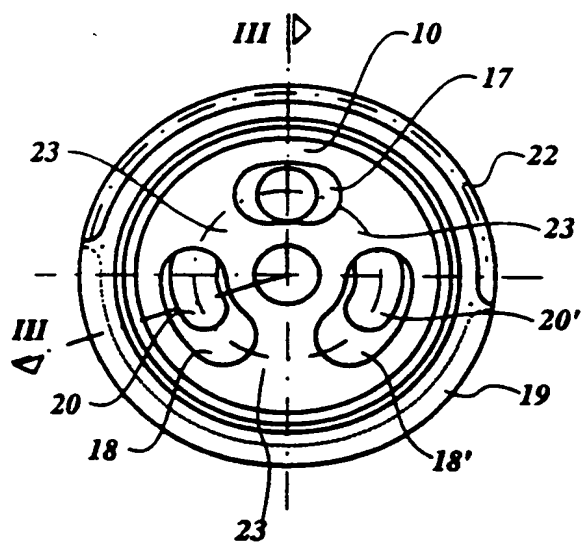


Fig. 2

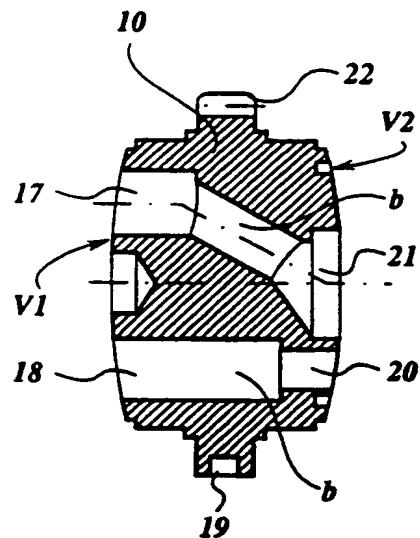


Fig. 3

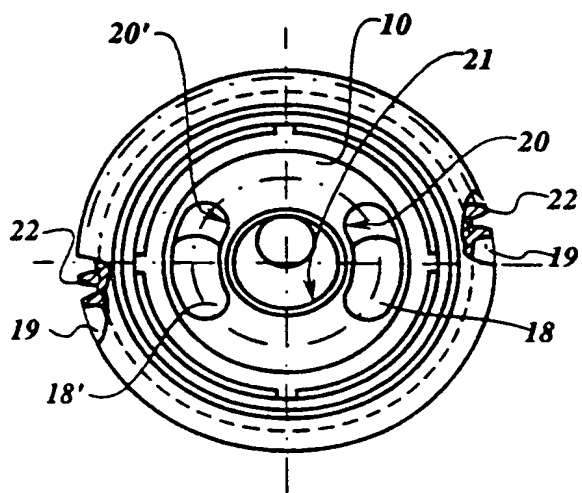


Fig. 4

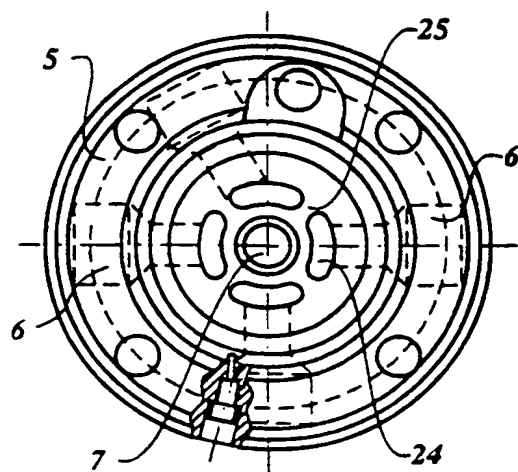
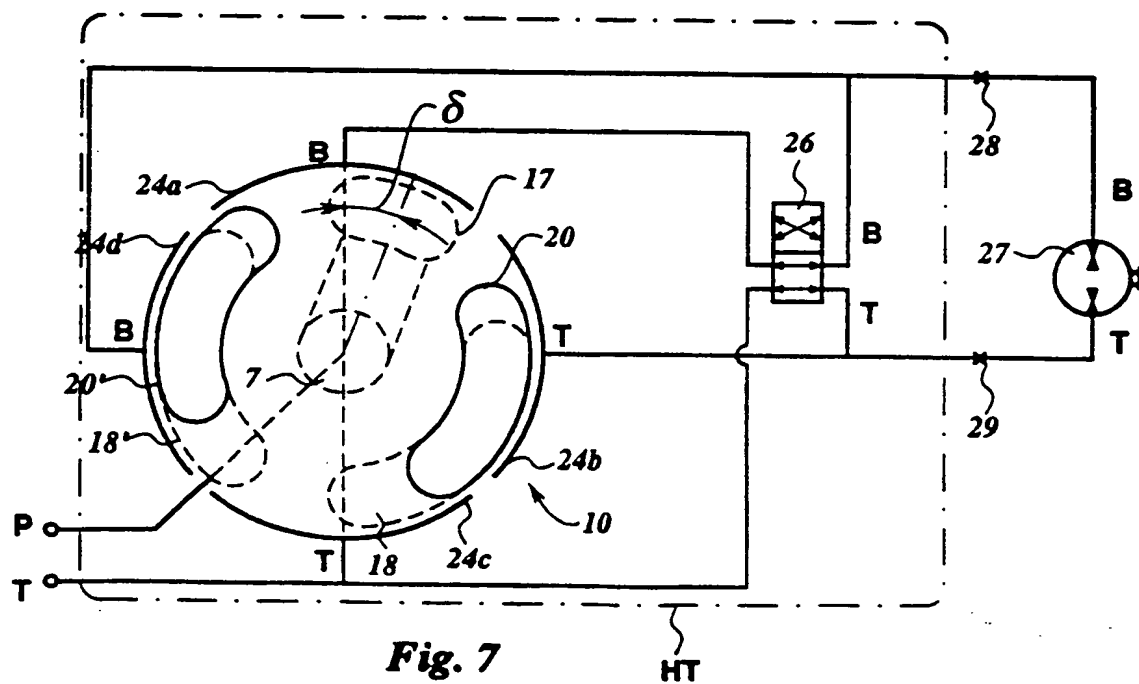
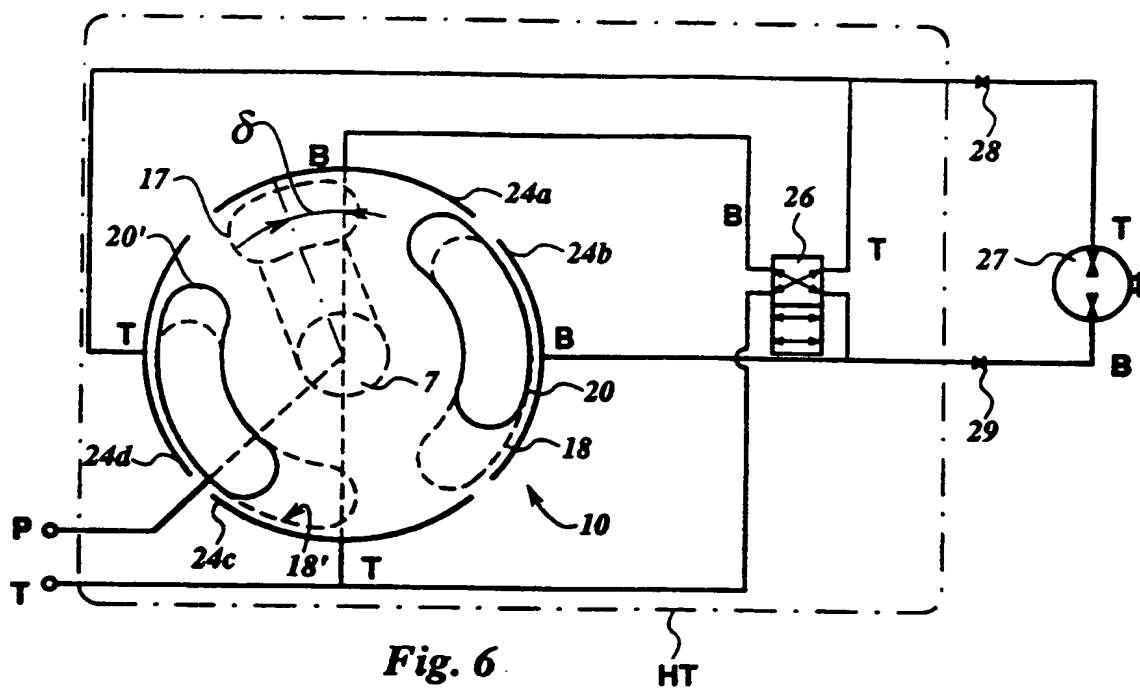
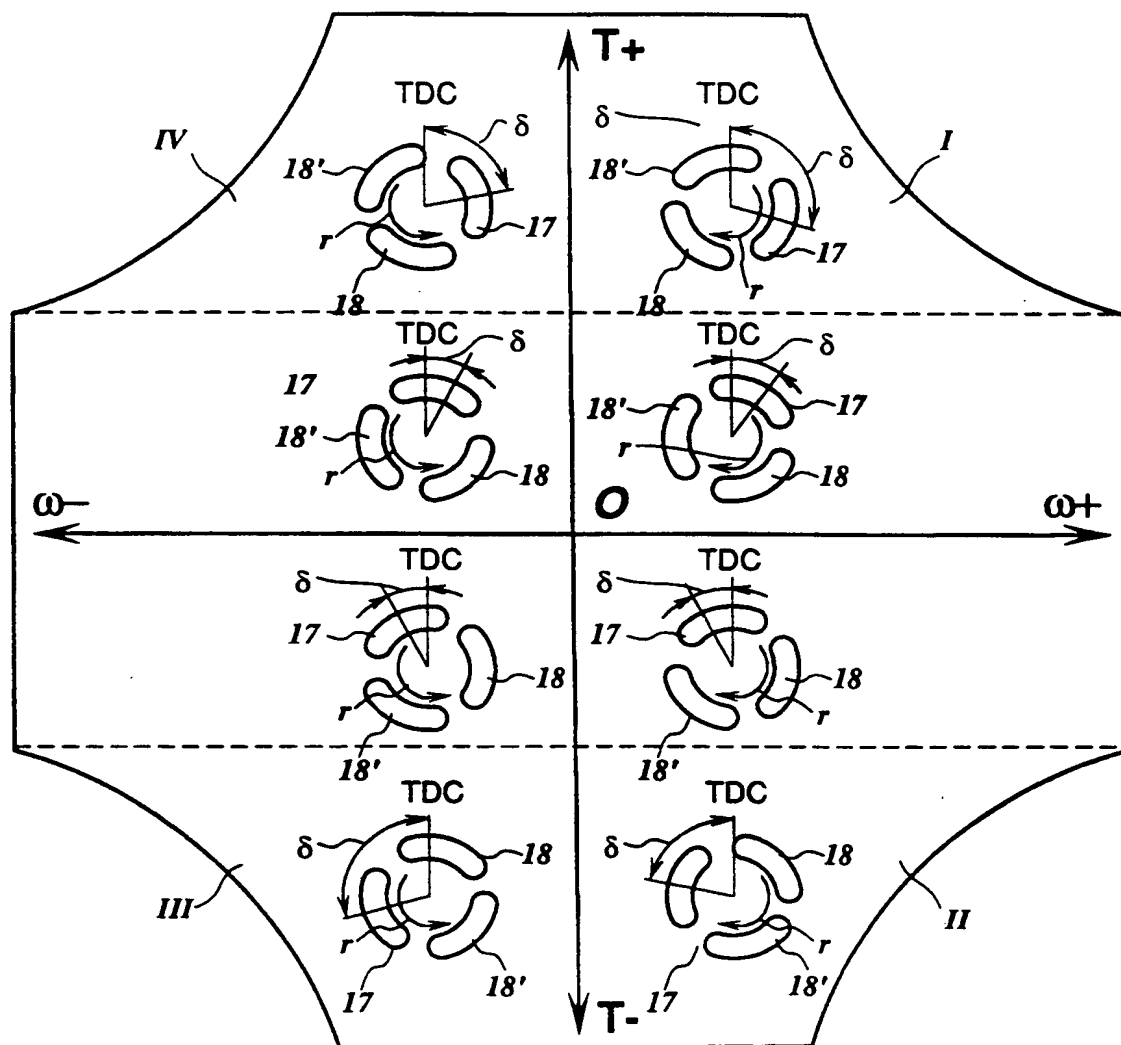


Fig. 5

3/6



4/6

**Fig. 8**

5/6

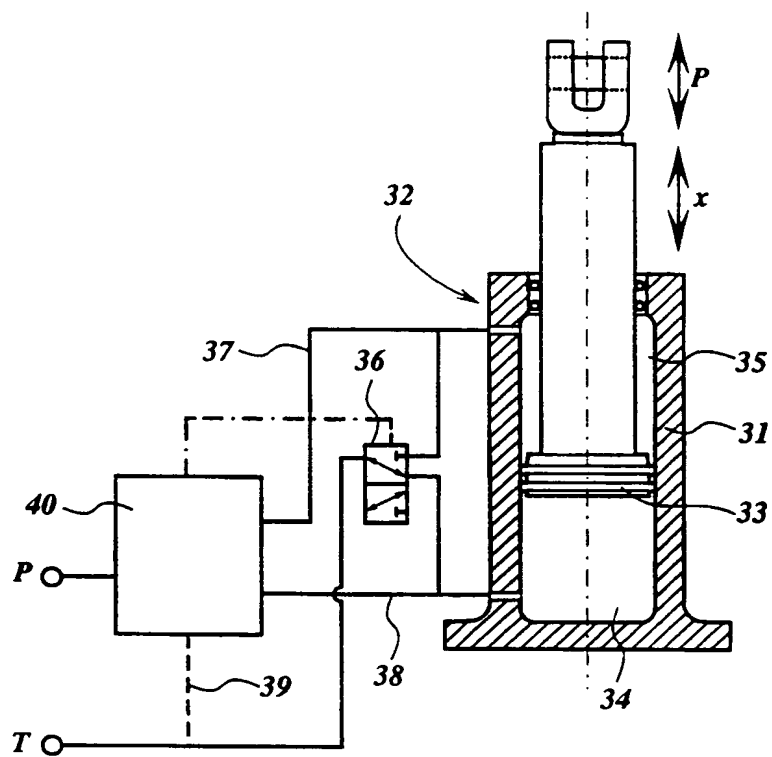


Fig. 9

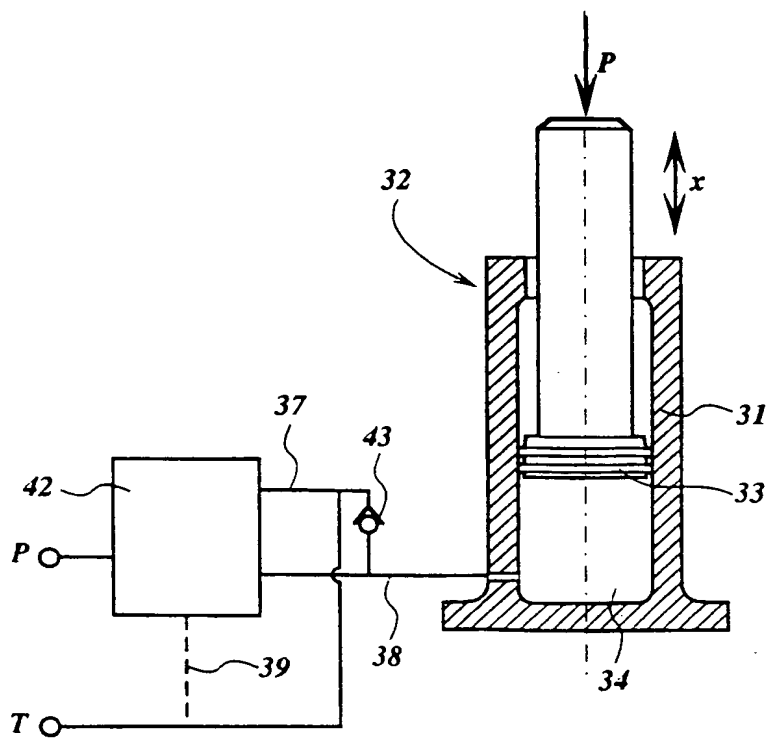


Fig. 10

6/6

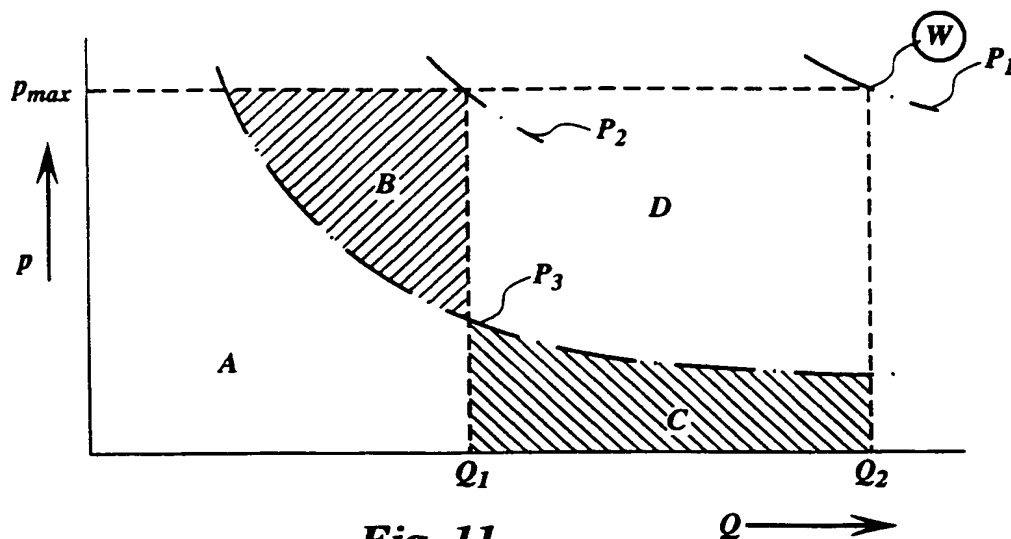


Fig. 11

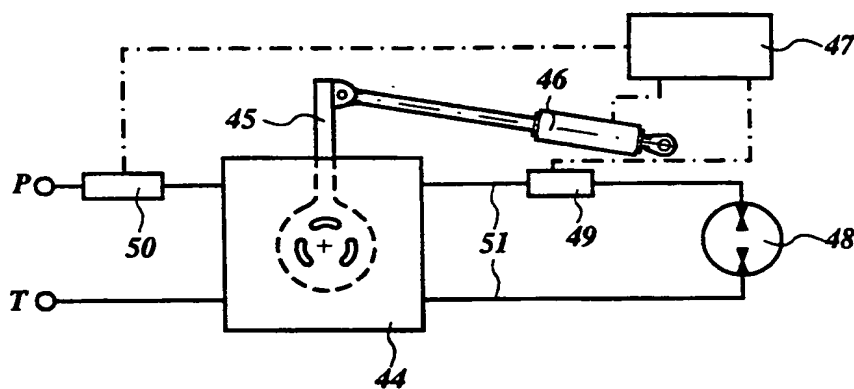


Fig. 12

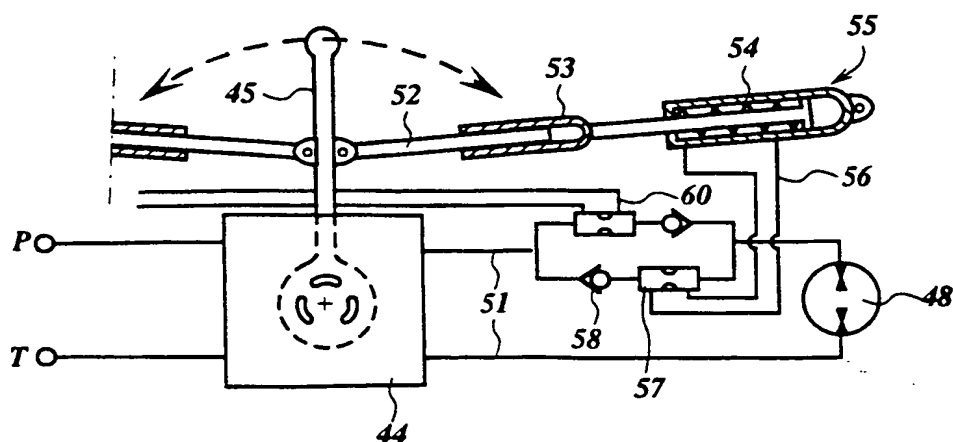


Fig. 13



REQUEST

The undersigned requests that the present international application be processed according to the Patent Cooperation Treaty.

RECORD COPY

Receiving Office use only	
PCT/NL 99 / 00067	
International Application No.	
10 FEB 1999	10.02.99
International Filing Date	
BUREAU VOOR DE INDUSTRIËLE EIGENDOM P.C.T. INTERNATIONAL APPLICATION	
Name of receiving Office and "PCT International Application"	
Applicant's or agent's file reference (if desired) (12 characters maximum) WO 800083	

Box No. I TITLE OF INVENTION Apparatus for executing activities assisted by hydromotors and a hydraulic transformer for use in such an apparatus

Box No. II APPLICANT INNAS FREE PISTON B.V.

Name and address: (Family name followed by given name; for a legal entity, full official designation. The address must include postal code and name of country. The country of the address indicated in this Box is the applicant's State (that is, country) of residence if no State of residence is indicated below.)

Innas Free Piston B.V.
Nikkelstraat 15
4823 AE BREDA
The Netherlands

☐ This person is also inventor.

Telephone No.

Facsimile No.

Teleprinter No.

State (that is, country) of nationality:

NL

State (that is, country) of residence:

NL

This person is applicant for the purposes of:

☐ all designated States

☒ all designated States except the United States of America

☐ the United States of America only

☐ the States indicated in the Supplemental Box

Box No. III FURTHER APPLICANT(S) AND/OR (FURTHER) INVENTOR(S)

Name and address: (Family name followed by given name; for a legal entity, full official designation. The address must include postal code and name of country. The country of the address indicated in this Box is the applicant's State (that is, country) of residence if no State of residence is indicated below.)

Achten, Peter Augustinus Johannes
Fazantlaan 3a
5613 CA EINDHOVEN
The Netherlands

This person is:

☐ applicant only

☒ applicant and inventor

☐ inventor only (If this check-box is marked, do not fill in below.)

State (that is, country) of nationality:

NL

State (that is, country) of residence:

NL

This person is applicant for the purposes of:

☐ all designated States

☐ all designated States except the United States of America

☒ the United States of America only

☒ the States indicated in the Supplemental Box

☐ Further applicants and/or (further) inventors are indicated on a continuation sheet.

Box No. IV AGENT OR COMMON REPRESENTATIVE; OR ADDRESS FOR CORRESPONDENCE

The person identified below is hereby/has been appointed to act on behalf of the applicant(s) before the competent International Authorities as:

☒ agent

☐ common representative

Name and address: (Family name followed by given name; for a legal entity, full official designation. The address must include postal code and name of country.)

Octrooibureau Los en Stigter B.V.
Van Breda, Jacques
Weteringschans 96
1017 XS AMSTERDAM
The Netherlands

Telephone No.

31 020 6236832

Facsimile No.

31 020 6260007

Teleprinter No.

☐ Address for correspondence: Mark this check-box where no agent or common representative is/has been appointed and the space above is used instead to indicate a special address to which correspondence should be sent.

Box No. V DESIGNATING STATES

The following designations are hereby made under Rule 4.9(a) (mark the applicable check-boxes; at least one must be marked):

Regional Patent

- ☐ AP ARIPO Patent: GH Ghana, GM Gambia, KE Kenya, LS Lesotho, MW Malawi, SD Sudan, SZ Swaziland, UG Uganda, ZW Zimbabwe, and any other State which is a Contracting State of the Harare Protocol and of the PCT
- ☐ EA Eurasian Patent: AM Armenia, AZ Azerbaijan, BY Belarus, KG Kyrgyzstan, KZ Kazakhstan, MD Republic of Moldova, RU Russian Federation, TJ Tajikistan, TM Turkmenistan, and any other State which is a Contracting State of the Eurasian Patent Convention and of the PCT
- ☒ EP European Patent: AT Austria, BE Belgium, CH and LI Switzerland and Liechtenstein, CY Cyprus, DE Germany, DK Denmark, ES Spain, FI Finland, FR France, GB United Kingdom, GR Greece, IE Ireland, IT Italy, LU Luxembourg, MC Monaco, NL Netherlands, PT Portugal, SE Sweden, and any other State which is a Contracting State of the European Patent Convention and of the PCT
- ☐ OA OAPI Patent: BF Burkina Faso, BJ Benin, CF Central African Republic, CG Congo, CI Côte d'Ivoire, CM Cameroon, GA Gabon, GN Guinea, GW Guinea-Bissau, ML Mali, MR Mauritania, NE Niger, SN Senegal, TD Chad, TG Togo, and any other State which is a member State of OAPI and a Contracting State of the PCT (if other kind of protection or treatment desired, specify on dotted line)

National Patent (if other kind of protection or treatment desired, specify on dotted line):

- | | |
|---|---|
| <input type="checkbox"/> AL Albania | <input type="checkbox"/> LS Lesotho |
| <input type="checkbox"/> AM Armenia | <input type="checkbox"/> LT Lithuania |
| <input type="checkbox"/> AT Austria | <input type="checkbox"/> LU Luxembourg |
| <input type="checkbox"/> AU Australia | <input type="checkbox"/> LV Latvia |
| <input type="checkbox"/> AZ Azerbaijan | <input type="checkbox"/> MD Republic of Moldova |
| <input type="checkbox"/> BA Bosnia and Herzegovina | <input type="checkbox"/> MG Madagascar |
| <input type="checkbox"/> BB Barbados | <input type="checkbox"/> MK The former Yugoslav Republic of Macedonia |
| <input type="checkbox"/> BG Bulgaria | <input type="checkbox"/> MN Mongolia |
| <input type="checkbox"/> BR Brazil | <input type="checkbox"/> MW Malawi |
| <input type="checkbox"/> BY Belarus | <input type="checkbox"/> MX Mexico |
| <input type="checkbox"/> CA Canada | <input type="checkbox"/> NO Norway |
| <input type="checkbox"/> CH and LI Switzerland and Liechtenstein | <input type="checkbox"/> NZ New Zealand |
| <input type="checkbox"/> CN China | <input type="checkbox"/> PL Poland |
| <input type="checkbox"/> CU Cuba | <input type="checkbox"/> PT Portugal |
| <input type="checkbox"/> CZ Czech Republic | <input type="checkbox"/> RO Romania |
| <input type="checkbox"/> DE Germany | <input type="checkbox"/> RU Russian Federation |
| <input type="checkbox"/> DK Denmark | <input type="checkbox"/> SD Sudan |
| <input type="checkbox"/> EE Estonia | <input type="checkbox"/> SE Sweden |
| <input type="checkbox"/> ES Spain | <input type="checkbox"/> SG Singapore |
| <input type="checkbox"/> FI Finland | <input type="checkbox"/> SI Slovenia |
| <input type="checkbox"/> GB United Kingdom | <input type="checkbox"/> SK Slovakia |
| <input type="checkbox"/> GD Grenada | <input type="checkbox"/> SL Sierra Leone |
| <input type="checkbox"/> GE Georgia | <input type="checkbox"/> TJ Tajikistan |
| <input type="checkbox"/> GH Ghana | <input type="checkbox"/> TM Turkmenistan |
| <input type="checkbox"/> GM Gambia | <input type="checkbox"/> TR Turkey |
| <input type="checkbox"/> HR Croatia | <input type="checkbox"/> TT Trinidad and Tobago |
| <input type="checkbox"/> HU Hungary | <input type="checkbox"/> UA Ukraine |
| <input type="checkbox"/> ID Indonesia | <input type="checkbox"/> UG Uganda |
| <input type="checkbox"/> IL Israel | <input checked="" type="checkbox"/> US United States of America |
| <input type="checkbox"/> IN India | <input type="checkbox"/> UZ Uzbekistan |
| <input type="checkbox"/> IS Iceland | <input type="checkbox"/> VN Viet Nam |
| <input checked="" type="checkbox"/> JP Japan | <input type="checkbox"/> YU Yugoslavia |
| <input type="checkbox"/> KE Kenya | <input type="checkbox"/> ZW Zimbabwe |
| <input type="checkbox"/> KG Kyrgyzstan | |
| <input type="checkbox"/> KP Democratic People's Republic of Korea | |
| <input type="checkbox"/> KR Republic of Korea | |
| <input type="checkbox"/> KZ Kazakhstan | |
| <input type="checkbox"/> LC Saint Lucia | |
| <input type="checkbox"/> LK Sri Lanka | |
| <input type="checkbox"/> LR Liberia | |

Check-boxes reserved for designating States (for the purposes of a national patent) which have become party to the PCT after issuance of this sheet:

- ☐
- ☐
- ☐

Precautionary Designation Statement: In addition to the designations made above, the applicant also makes under Rule 4.9(b) all other designations which would be permitted under the PCT except any designation(s) indicated in the Supplemental Box as being excluded from the scope of this statement. The applicant declares that those additional designations are subject to confirmation and that any designation which is not confirmed before the expiration of 15 months from the priority date is to be regarded as withdrawn by the applicant at the expiration of that time limit. (Confirmation of a designation consists of the filing of a notice specifying that designation and the payment of the designation and confirmation fees. Confirmation must reach the receiving Office within the 15-month time limit.)

Box No. VI PRIORITY		<input type="checkbox"/> Further priorities are indicated in the Supplemental Box.		
Filing date of earlier application (day/month/year)	Number of earlier application	Where earlier application is:		
		national application: country	regional application: regional Office	international application: receiving Office
item (1)				
10-2-1998	1008256	NL		
item (2)				
13-2-1998	98200454.1	EP		
item (3)				

☒ The receiving Office is requested to prepare and transmit to the International Bureau a certified copy of the earlier application(s) (only if the earlier application was filed with the Office which for the purposes of the present international application is the receiving Office) identified above as item(s): (1)

* Where the earlier application is an ARIPO application, it is mandatory to indicate in the Supplemental Box at least one country party to the Paris Convention for the Protection of Industrial Property for which that earlier application was filed (Rule 4.10(b)(ii)). See Supplemental Box.

Box No. VII INTERNATIONAL SEARCHING AUTHORITY

Choice of International Searching Authority (ISA) (if two or more International Searching Authorities are competent to carry out the international search, indicate the Authority chosen; the two-letter code may be used):	Request to use results of earlier search; reference to that search (if an earlier search has been carried out by or requested from the International Searching Authority):		
ISA /	Date (day/month/year)	Number	Country (or regional Office)
	8-10-1998	SN 30726	NL

Box No. VIII CHECK LIST; LANGUAGE OF FILING

This international application contains the following number of sheets:	This international application is accompanied by the item(s) marked below:
request : 3	1. <input checked="" type="checkbox"/> fee calculation sheet
description (excluding sequence listing part) : 27	2. <input type="checkbox"/> separate signed power of attorney
claims : 5	3. <input type="checkbox"/> copy of general power of attorney; reference number, if any:
abstract : 1	4. <input type="checkbox"/> statement explaining lack of signature
drawings : 6	5. <input type="checkbox"/> priority document(s) identified in Box No. VI as item(s):
sequence listing part of description :	6. <input type="checkbox"/> translation of international application into (language):
Total number of sheets : 42	7. <input type="checkbox"/> separate indications concerning deposited microorganism or other biological material
	8. <input type="checkbox"/> nucleotide and/or amino acid sequence listing in computer readable form
	9. <input checked="" type="checkbox"/> other (specify): copy of search report
Figure of the drawings which should accompany the abstract:	Language of filing of the international application:

Box No. IX SIGNATURE OF APPLICANT OR AGENT

Next to each signature, indicate the name of the person signing and the capacity in which the person signs (if such capacity is not obvious from reading the request).

Amsterdam, 10-2-1999

Jacques van Breda

For receiving Office use only		2. Drawings:	
1. Date of actual receipt of the purported international application:	10 FEB 1999 (10.02.99)	<input checked="" type="checkbox"/> received:	
3. Corrected date of actual receipt due to later but timely received papers or drawings completing the purported international application:		<input type="checkbox"/> not received:	
4. Date of timely receipt of the required corrections under PCT Article 11(2):			
5. International Searching Authority (if two or more are competent): ISA /	6. <input type="checkbox"/> Transmittal of search copy delayed until search fee is paid.		

Date of receipt of the record copy by the International Bureau:

24 FEBRUARY 1999

(24.02.99)

Inrichting voor het uitvoeren van werkzaamheden met behulp van hydromotoren alsmede een hydraulische transformator voor het gebruik in een dergelijke inrichting

De uitvinding betreft een inrichting overeenkomstig de aanhef van conclusie 1. Een nadeel van de bekende inrichting is dat bij veranderingen van de belasting van een hydromotor de snelheid van de hydromotor eveneens verandert. Bij belastingvermindering kunnen gevaarlijke situaties ontstaan doordat de snelheid plotseling sterk toeneemt. Een ander nadeel is dat alle in de hogedruk leiding aanwezige energie kan worden verbruikt door deze bepaalde hydromotor. Hierdoor zou er voor de andere hydromotoren geen energie meer beschikbaar komen hetgeen een nadeel is. De uitvinding beoogt bovengenoemde nadelen te vermijden en is daartoe uitgevoerd overeenkomstig het kenmerk van conclusie 1. Hierdoor wordt bereikt dat door de regelmiddelen de snelheid en/of het energieverbruik van de hydromotor worden beperkt zodat bovengenoemde nadelen niet optreden.

Overeenkomstig een verbetering is de inrichting uitgevoerd overeenkomstig conclusie 2. Door hier met een sensor de stroomsnelheid door de hydraulische transformator direct of indirect te meten wordt op eenvoudige wijze een door de regelmiddelen bruikbaar signaal verkregen.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd volgens conclusie 3. Hierdoor wordt met eenvoudige middelen de vloeistofstroom door de hydraulische transformator beperkt.

Overeenkomstig een andere uitvoering is de inrichting uitgevoerd overeenkomstig conclusie 4. Hierdoor wordt de vloeistofstroom in de hydraulische transformator

beperkt waarbij tegelijkertijd energieverlies door smoren van vloeistofstromen wordt voorkomen.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd volgens conclusie 5. Hierdoor wordt bereikt dat voor alle aan de hogedrukleiding gekoppelde gebruikers steeds voldoende energie aanwezig is zodat deze kunnen blijven functioneren.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd volgens conclusie 6. Hierdoor wordt op eenvoudige wijze bereikt dat ook bij hoge belastingen lage snelheden met de hydromotoren gerealiseerd kunnen worden.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd overeenkomstig conclusie 7. Hierdoor wordt bereikt dat het systeem ook gebruikt kan worden voor energie terugwinnen in snel wisselende omstandigheden zoals bij afremmen van bewegend massa bij een rijaandrijving tijdens het rijden en waarbij het voertuig op gebruikelijke wijze gemanipuleerd kan worden door de bestuurder van het voertuig. Ook voor verbetering van het dynamisch besturen en tot stilstand brengen van de met een motor gekoppelde massa is het snelle veranderen van de drukverhouding een verbetering.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd overeenkomstig conclusie 8. Hierdoor wordt bereikt dat de hydromotor onbelast is als de besturing is uitgevallen.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd volgens conclusie 9. Hierdoor wordt voorkomen dat bij een instelling van de hydraulische transformator waarbij de lineaire cilinder snel wordt teruggetrokken er in de cilinder onderdruk zou ontstaan waardoor cavitatie zou kunnen optreden.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de inrichting uitgevoerd overeenkomstig conclusie 10. Hierdoor is het mogelijk dat enkele van de gebruikte motoren een hoger koppel kunnen geven door het aangestuurd worden met een hogere dan de systeemdruk in de hogedrukleiding. Hierdoor kan de hogedrukleiding uigevoerd worden voor een lagere druk hetgeen een besparing oplevert.

Tevens omvat de uitvinding een hydraulische transformator overeenkomstig de aanhef van conclusie 11. Een dergelijke hydraulische transformator is bekend uit de WO 9731185. Het nadeel van de bekende inrichting is dat als een vloeistofkamer door de spiegelplaat wordt afgesloten terwijl de volumeverandering van de kamer door rotatie van de rotor groot is en er geen verandering in de hoeveelheid aanwezige vloeistof optreedt, dat dan in de vloeistofkamer een te lage druk kan ontstaan waardoor cavitatie kan optreden. Deze drukverlaging kan verminderd worden door de hoekverdraaiing waarover de vloeistofkamer volledig is afgesloten zo klein mogelijk te maken. Dit heeft echter als nadeel dat de lekkage langs de spiegelplaat tussen de verschillende leidingaansluitingen toeneemt, waardoor het rendement van de inrichting afneemt. De uitvinding beoogt het hiervoor genoemde nadeel op te heffen en daartoe heeft het door de spiegel af te sluiten een volume van de vloeistofkamer een maximumwaarde die kleiner is dan viermaal de minimumwaarde van het af te sluiten volume. Door gebruik te maken van de elasticiteit van de olie en ervoor te zorgen dat er een relatief groot minimumvolume blijft, wordt de cavitatie voorkomen zodat de levensduur van de transformator niet wordt beperkt en er geen of nauwelijks geluidsoverlast optreedt.

Overeenkomstig een verdere verbetering van de hydraulische transformator is deze uitgevoerd overeenkom-

stig conclusie 12. Hierdoor wordt de cavitatie verder voorkomen.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de hydraulische transformator uitgevoerd overeenkomstig conclusie 13. Hierdoor worden fluctuaties in het door de oliedruk in de vloeistofkamers op de rotor uitgeoefende koppel zo klein mogelijk waarbij de axiale kracht door de rotor op de spiegelplaat uitgeoefend ook zo klein mogelijk is. Hierdoor is het eenvoudiger om de hydraulische transformator te verstellen.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de hydraulische transformator uitgevoerd overeenkomstig conclusie 14. Hierdoor worden de fluctuaties in het op de rotor uitgeoefende koppel verder beperkt.

Overeenkomstig een andere uitvoering van de hydraulische transformator is deze uitgevoerd overeenkomstig de aanhef van conclusie 15. Een dergelijke inrichting is bekend uit WO 9731185. De bekende inrichting is beperkt in zijn toepassingen omdat het niet mogelijk is om de verhoudingen van de druk aan twee van de leidingaansluitingen over een groot werkgebied volledig om te keren. De inrichting overeenkomstig de uitvinding beoogt dit nadeel weg te nemen en is daartoe uitgevoerd overeenkomstig het kenmerk van conclusie 15. Hierdoor kan door het roteren van de spiegelplaat de drukverhouding tussen de leidingaansluiting over een groot werkgebied volledig omgekeerd worden waardoor de toepasbaarheid van de inrichting wordt vergroot.

Overeenkomstig een verdere verbetering van de inrichting is deze uitgevoerd overeenkomstig conclusie 16. Hierdoor ontstaan op eenvoudige wijze kanalen met voldoende grote doorstroom openingen zodat weinig stroomver-

lies optreedt bij alle gewenste rotatieposities van de spiegelplaat.

Overeenkomstig een uitvoeringsvorm is de hydraulische transformator uitgevoerd overeenkomstig conclusie

5 17. Hierdoor wordt bereikt dat drukveranderingen in het derde spiegelplaatkanaal geen invloed hebben op de axiale krachten om de spiegelplaat waardoor deze eenvoudig te balanceren is.

Overeenkomstig een uitvoeringsvorm is de hydraulische transformator uitgevoerd overeenkomstig conclusie

10 18. Hierdoor kan de spiegelplaat compact uitgevoerd worden.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de hydraulische transformator uitgevoerd overeenkomstig conclusie

15 19. Hierdoor zijn de twee op de eerste radius gelegen huispoorten bij alle standen van de spiegelplaat verbonden met grote kanalen in het huis, waardoor de stromingsweerstand minimaal is.

Overeenkomstig een verdere verbetering is de hydraulische transformator uitgevoerd overeenkomstig conclusie

20 20. Hierdoor wordt de wisselklep op eenvoudige wijze bediend bij verandering van de instelling van de spiegelplaat.

De uitvinding wordt hierna toegelicht aan de hand van een tekening van een uitvoeringsvoorbeeld, waarbij

figuur 1 een doorsnede van een hydraulische transformator gebaseerd op een axiale plunjerpomp toont,

figuur 2 een aanzicht volgens II-II van de spiegelplaat van de hydraulische transformator uit figuur 1

30 toont,

figuur 3 een doorsnede volgens III-III van de spiegelplaat van de hydraulische transformator uit figuur 2 toont,

5 figuur 4 de spiegelplaat van figuur 2 van de tegenover liggende zijde gezien toont,

figuur 5 een aanzicht volgens II-II van figuur 1 van het huis van de hydraulische transformator zonder spiegelplaat toont,

10 figuur 6 schematisch de koppeling tussen de spiegelplaatkanalen, de poorten in het huis en een met de druktransformator gekoppelde motor toont,

figuur 7 een schema toont als in figuur 6, waarbij de spiegelplaat in een andere stand ten opzichte van het huis staat en de motor een tegengestelde belasting onder-
15 vindt,

figuur 8 een schematisch beeld toont van de verschillende posities van de spiegelplaat in de verschillende gebruikstoestanden en belastingsgevallen van de met de hydraulische transformator gekoppelde motor,

20 figuur 9 schematisch een tweede uitvoeringsvorm van een hydraulische transformator gekoppeld met een dubbelzijdig werkende hydraulische cylinder toont,

figuur 10 schematisch een derde uitvoeringsvorm van een hydraulische transformator met een enkelzijdig werkende hydraulische cylinder toont,
25

figuur 11 een diagram toont van het werkgebied van een hydraulische transformator,

figuur 12 schematisch een uitvoeringsvorm van een hydraulische transformator met een regelsysteem en een
30 hydromotor toont, en

figuur 13 een vereenvoudigde uitvoering van de uitvoeringsvorm van figuur 12 toont.

In de verschillende figuren zijn de overeenkomstige onderdelen zoveel mogelijk met de dezelfde verwijzings-
5 cijfers benoemd.

In figuur 1 is een hydraulische transformator getoond. Daarbij is een geknikt huis 3 uitgevoerd overeenkomstig het geknikte huis van een axiale plunjerpomp, waar deze hydraulische transformator ook min of meer van
10 is afgeleid. In het geknikte huis 3 is aan de ene zijde door middel van twee zwenkaslagers 15 een zwenkas 1 roterbaar bevestigd. De zwenkas 1 kan onbegrensd om een rotatie-as 16 roteren. In het geknikte huis 3 is tevens een roteerbare rotor 2 bevestigd op een as 13. De rotor 2
15 roteert om de as 13, die aan de zwenkas 1 is bevestigd. Een rotatie-as 11 van de rotor 2 maakt een hoek met de rotatie-as 16 van de zwenkas 1 en deze rotatie-assen 11 en 16 snijden elkaar.

Aan de zwenkas 1 zijn tevens plunjers 14 bevestigd,
20 die in cilindrische kamers 12 van de rotor 2 in lengterichting kunnen bewegen. Door de plunjers 14 zijn de rotatie van de zwenkas 1 en de rotor 2 aan elkaar gekoppeld. Door de gezamenlijke rotatie van de rotor 2 en de zwenkas 1 en doordat de rotatie-as 11 van de rotor 2 en
25 de rotatie-as 16 van de zwenkas 1 een hoek met elkaar maken bewegen de plunjers 14 in de cilindrische kamers 12 heen en weer waardoor het volume van de cilindrische kamers 12 varieert tussen een minimum en een maximum. De cilindrische kamers 12 staan elk via een rotorkanaal a in
30 verbinding met in een afdichtingsvlak V_1 gelegen spiegelplaatpoorten 30.

De rotor 2 is door middel van het afdichtingsvlak V_1 afdichtend bevestigd tegen een spiegelplaat 10 en de

spiegelplaat 10 is door middel van een afdichtingsvlak V_2 afdichtend bevestigd tegen een huis 5. Het huis 5 en het geknikte huis 3 zijn door middel van niet getoonde bouten aan elkaar bevestigd. De spiegelplaat 10 is door middel van spiegelplaatlagers 9 roteerbaar bevestigd in het huis 5 en kan daarbij roteren om een met de rotatie-as 11 van de rotor 2 samenvallende rotatie-as 11. De lagering met de lagers 9 is zodanig uitgevoerd dat de spiegelplaat 10 in de richting van de rotatie-as 11 kan bewegen, zodat de rotor 2 onder invloed van de oliedruk onder andere in de cilindrische kamers 12 tegen de spiegelplaat 10 drukt en de spiegelplaat 10 tegen het huis 5. Hierdoor wordt de olielekage langs de vlakken V_1 en V_2 zoveel mogelijk verminderd.

De spiegelplaat 10 kan door middel van een verstelas 8 geroteerd en daardoor versteld worden. Door middel van een pen 4 wordt de rotatie van de spiegelplaat 10 begrensd tot ongeveer 180° . In het huis 5 zijn radiale huisboringen 6 aangebracht en een centrale huisboring 7.

De lagers 9 van de spiegelplaat 9 zijn noodzakelijk om te voorkomen dat de spiegelplaat kantelt onder invloed van de asymmetrische drukken in de afdichtingsvlakken V_1 en V_2 . Deze asymmetrische drukken ontstaan door de verschillende oliedrukken in de verschillende openingen in de spiegelplaat 10 en zijn onder meer mede afhankelijk van de rotatiepositie van de spiegelplaat 10. Indien de spiegelplaat zou kunnen kantelen onder invloed van de asymmetrische belasting, zou ontoelaatbare lekkage langs de vlakken V_1 en V_2 ontstaan. De lagers 9 zijn daarom zodanig uitgevoerd dat de spiegelplaat 10 wel in axiale richting kan verplaatsen maar niet kan kantelen. Teneinde te bereiken dat in de vlakken V_1 en V_2 de lekkage tengevolge van kanteling van de spiegelplaat 10 die mogelijk is door speling in de lagers 9, verder geminimaliseerd

wordt, zijn de vlakken V_1 en V_2 bol uitgevoerd met het middelpunt van de bol op de rotatie-as en het oppervlak van de bol naar buiten gericht. Hierdoor is de invloed van het kantelen op de lekkage kleiner geworden.

5 De rotor 2 kan om de rotatie-as 11 roteren, en daarbij verandert het volume van de cilindrische kamers 12. De cilindrische kamers 12 zijn via de spiegelplaatpoorten 30 en de kanalen b in de spiegelplaat 10 verbonden met een of twee van de radiale huisboringen 6 of de centrale
10 huisboring 7. De spiegelplaat 10 wordt in het huis 5 in een min of meer constante rotatiepositie gehouden tenzij deze versteld wordt door de verstelas 8. Onder invloed van de drukverschillen in de centrale huisboring 7 en de radiale huisboringen 6 hebben de verschillende cilindri-
15 sche kamers 12 een andere druk waardoor bij de verschillende kamers verschillende krachten op de rotor 2 worden uitgeoefend waardoor de rotor 2 gaat roteren. Hierdoor gaat er olie stromen door de huisboringen 6 en 7, waarbij de drukverhouding tussen de druk in de verschillende
20 huisboringen mede afhankelijk is van de stand van de spiegelplaat 10. De afdichtingsvlakken V_1 en V_2 zijn op bekende wijze zorgvuldig bewerkt, zodat er nauwelijks lekkage is tussen de rotor 2 en de spiegelplaat 10 respectievelijk tussen de spiegelplaat 10 en het huis 5. De
25 cilindrische kamers 12 hebben een wisselend volume dat tijdens de rotatie van de rotor 2 periodiek wordt afgesloten door de spiegelplaat 10 ter plaatse van de spiegelplaatpoort 30. Ook tijdens dat afgesloten zijn verandert het volume in de cilindrische kamer 12, waardoor de
30 druk stijgt of daalt ten gevolge van de rotatie van de rotor 2. Het is gebleken dat de drukdaling binnen acceptabele grenzen blijft omdat er dan geen cavitatie optreedt als het door het vlak V_1 afgesloten volume van de cilindrische kamer 12 een dood volume heeft dat tenminste

25 tot 50% van het slagvolume van de plunjer 14 is. Dit betekent dat het door de spiegelplaat afsluitbare volume een maximumwaarde heeft die kleiner is dan drie tot vijfmaal de minimum waarde van het afsluitbare volume. Door-
5 dat door de expanderende olie wordt voorkomen dat de druk in de cilindrische kamer 12 te laag wordt, wordt op deze wijze voorkomen dat cavitatie optreedt. Hierdoor vermindert de slijtage en het geproduceerde geluid.

Door het afsluiten van de cilindrische kamers 12 en
10 het beperkte aantal cilindrische kamers 12, in dit geval bijvoorbeeld 7 kamers, is de rotatie van de rotor 2 onder invloed van de drukverschillen in de cilindrische kamers 12 en het daardoor fluctuerende koppel op de rotor 2 niet geheel gelijkmatig en treedt vertraging en versnelling
15 van de rotatie van de rotor 2 en de zwenkas 1 op. Hierdoor zal de hydraulische transformator een wisselend roterend koppel op zijn fundatie uitoefenen en dit kan door resonantie geluidsoverlast geven. Door de hydraulische transformator op rubberen blokjes te zetten, waarbij deze
20 kleine bewegingen kan maken en de leidingen flexibel uit te voeren wordt geluidsoverlast voorkomen.

In figuur 2 is de spiegelplaat 10 getoond in het af-
dichtingsvlak V_1 met een hogedruk rotorpoort 17, een eer-
ste rotorpoort 18 en een tweede rotorpoort 18'. Deze
25 poorten werken samen met de spiegelplaatpoorten 30. Tus-
sen de rotorpoorten 17, 18 en 18' zijn brede rugen 23
aangebracht, waarbij de breedte van de brede rug 23 zo
groot is dat een cilindrische kamer 12 via de spiegel-
plaatpoort 30 steeds maar in contact is met één van de
30 rotorpoorten 17, 18 of 18'. Het is gebleken zoals hier-
voor besproken dat het door de zwenkas 1 op de rotor 2
uitgeoefende koppel tengevolge van de verschillende
vloeistofdrukken in de cilindrische kamers 12 fluctueert
bij rotatie van de rotor 2. Deze ongewenste fluctuatie

wordt in het geval dat er drie rotorpoorten 17, 18 en 18' zijn beperkt door het aantal cilindrische kamers 12 zo groot mogelijk te laten zijn. Door het aantal cilindrische kamers 12 een veelvoud van drie te maken wordt verder bereikt dat de door de rotor 2 op de spiegelplaat 10 uitgeoefende axiale kracht minimaal is en er minder slijtage optreedt. Bij voorkeur zijn er negen of twaalf cilindrische kamers omdat daarmee de hiervoor genoemde voordelen het meest optimaal bereikt worden.

De omtrek van de spiegelplaat 10 is over een boog van bijvoorbeeld ongeveer 180° voorzien van een vertanding 22 en over de andere 180° van een groef 19 welke samenwerkt met de hiervoor genoemde pen 4. De verstelas 8 is in ingrijping met de vertanding 22. De lengte van de rotorpoorten 17, 18 en 18' kan gelijk zijn maar kunnen afhankelijk van de toepassing ook verschillende lengten hebben. Door de groef 19 en de voor de helft van de omtrek aangebrachte vertanding 22 is de rotatie van de spiegelplaat 10 in het huis 5 beperkt tot ongeveer 180° , waarbij de hogedruk rotorpoort 17 over 90° naar beide zijden kan roteren ten opzichte van de positie waarop de cilindrische kamer 12 het kleinste volume heeft (deze positie wordt het Top Dead Centre TDC genoemd). De maximale rotatie hoek kan door het korter maken van de groef 19 of door het gebruik van twee pennen 4 kleiner gemaakt worden dan 90° naar elke zijde. Hierdoor worden de maximale bereikbare drukverhoudingen begrensd, waardoor bijvoorbeeld de druk in de eerste of tweede rotorpoort begrensd wordt tot tweemaal de druk in de hogedruk rotorpoort, of waardoor de maximale druk in de ene belastingsinrichting verschillend kan worden gemaakt dan in de andere richting.

Overeenkomstig een uitvoering van de spiegelplaat 10 zijn de rotorpoorten 17, 18 en 18' en de rugen 23 zodanig gedimensioneerd dat de axiale krachten op de spiegel-

plaat 10 door de rotor 2 bij alle rotatieposities zo laag mogelijk zijn. De rotorpoorten 18 en 18' zijn daarbij even groot en symmetrisch ten opzichte van elkaar en de middens van de ruggen 23 maken een hoek met elkaar die
5 een veelvoud is van de steekhoek tussen de rotorpoorten 30, die evenredig over de omtrek verdeeld zijn. De breedte van een rug 23 in de rotatierichting is ongeveer, met een tolerantie van één graad, gelijk aan de breedte van een spiegelplaatpoort 30 in rotatierichting. In deze uit-
10 voering kan de rotor 2 tevens een rotatiepositie innemen waarbij de ruggen 23 worden bedekt door het tussen de spiegelplaatpoorten 30 liggende deel van de rotor 2. Hierdoor is de olie lekkage tussen de rotorpoorten 17, 18 en 18' minimaal. In de situatie dat de spiegelplaat 10
15 zodanig is ingesteld afhankelijk van de belasting van de aan de hydraulische transformator aangesloten verbruikers dat er geen oliestroom is, gaat de rotor 2 onder invloed van de drukken in de cilindrische kamers 12 en de krachten op de rotor 2 in deze positie stilstaan, omdat dit de
20 meest stabiele positie is.

De spiegelplaat 10 wordt geroteerd door middel van roteren van de as 8. Teneinde te realiseren dat een spelingsvrije ingrijping tussen het tandwiel op de as 8 en de vertanding 22 plaats vindt kunnen diverse bekende
25 maatregelen genomen zijn, zoals het instelbaar maken van de hartafstand tussen de as 8 en de rotatie-as van de spiegelplaat 10. Daartoe is de bus waarin een as 8 roteert op bekende wijze excentrisch uitgevoerd. De aandrijving van de as 8 kan met een met de hand bewogen hefboom plaatsvinden. Ook is het mogelijk dat de as 8 op
30 hierna aan te geven wijze door een met een regelsysteem bestuurd servomotor aangedreven wordt. Ook is het mogelijk dat de handbediening begrensd wordt door een regelsysteem instelbare blokkeringen.

Figuur 3 toont een doorsnede van de spiegelplaat 10. Zichtbaar is hoe de hogedruk rotorpoort 17 verbonden is met de centraal gelegen hogedruk huispoort 21 via een kanaal b. De eerste rotorpoort 18 is via een kanaal b verbonden met een eerste huispoort 20, die op een radius aan de naar het huis 5 gerichte kant van de spiegelplaat 10 is gelegen.

In figuur 4 is het aanzicht van het vlak V_2 van de spiegelplaat 10 getoond. Daarbij is de positie van de eerste huispoort 20, een tweede huispoort 20' en de hogedruk huispoort 21 zichtbaar. De lengte van de eerste huispoort 20 en de tweede huispoort 20' is iets kleiner dan 90° .

In figuur 5 is het huis 5 getoond, waarbij de aansluitingen van de radiale huisboringen 6 en de centrale huisboring 7 getoond zijn, welke eindigen in het afdichtingsvlak V_2 met een spiegelplaatpoort 24. In het midden van vlak V_2 is een centrale huisboring 7 aangebracht, en daaromheen zijn de vier spiegelplaatpoorten 24 gelijkmatig verdeeld. Tussen de spiegelplaatpoorten 24 is een smalle rug 25. De centrale huisboring 7 sluit aan op de hogedruk huispoort 21, en de spiegelplaatpoorten 24 sluiten aan op de eerste huispoort 20 en tweede huispoort 20'. Daarbij zijn de afmetingen van de eerste huispoort 20 en de tweede huispoort 20' zodanig, dat deze ongeveer één spiegelplaatpoort 24 overdekken. Het is daarbij steeds noodzakelijk dat bij de verschillende posities van de spiegelplaat 10 twee spiegelplaatpoorten 24 samenwerken zodat de oliestroom met weinig stromingsverlies kan plaatsvinden uit de eerste huispoort 20 of de tweede huispoort 20'.

In de figuren 6 en 7 zijn schematisch de aansluitingen van een hydraulische transformator HT getoond, de ma-

nier waarop deze van energie wordt voorzien via een voedingsdruk P en de olie-afvoer met een tankdruk T en hoe een roterende motor 27 is aangesloten bij een wisselende belastingsrichting. In figuur 6 is schematisch de spiegelplaat 10 getoond, die onder een verstelhoek δ gepositioneerd is. De spiegelplaatpoorten 24 zijn schematisch weergegeven als de gebogen lijnen 24 a, b, c en d en komen overeen met de in figuur 5 getoonde spiegelplaatpoorten 24. Daarbij werkt de eerste huispoort 20 samen met twee spiegelplaatpoorten 24a en 24b. Door de verstelhoek δ heeft de eerste huispoort 20 een werkdruk B, de tweede huispoort 20' de tankdruk T, als de hogedruk cilinderpoort een voedingsdruk P heeft. Deze drukken hebben een bepaalde verhouding die onder meer afhangt van de verstelhoek δ . Om te bereiken dat de werkdruk B een waarde aan kan nemen die ongeveer 50% boven de voedingsdruk P kan komen, moet de verstelhoek δ tot maximaal 90° verdraaid kunnen worden. Daarbij is de eerste huispoort 20 in open verbinding met de twee spiegelplaatpoorten 24a en 24b. Deze kanaalpoorten 24a en 24b zijn via een wisselklep 26 met elkaar verbonden en gekoppeld aan een eerste aansluiting 29 van de roterende motor 27. Op vergelijkbare wijze zijn de met de tweede huispoort 20' verbonden spiegelplaatpoorten 24c en 24d verbonden met een tweede aansluiting 28 van de roterende motor 27. Bij vergelijking van figuren 6 en 7, waarbij de verstelhoek δ in figuur 7 een tegengestelde waarde heeft aangenomen waardoor de drukken op de roterende motor 27 eveneens een tegengestelde waarde hebben aangenomen is duidelijk zichtbaar dat het noodzakelijk is dat de eerste huispoort 20 mede in verbinding staat met de spiegelplaatpoort 24c en dat daartoe de wisselklep 26 is omgezet.

De verstelling van de wisselklep 26 is volledig afhankelijk van de positie van de spiegelplaat 10 en kan

daar dus mee gekoppeld zijn. Deze koppeling kan mecha-
nisch zijn, de spiegelplaat 10 kan bijvoorbeeld als een
nokkenschijf zijn uitgevoerd die de wisselklep 26 be-
dient. De koppeling kan ook elektromechanisch of elektro-
5 hydraulisch. Ook kan de spiegelplaat 10 op niet getoonde
wijze uitgevoerd zijn met poorten die samenwerken met
openingen in het huis en daardoor werken als klep 26. In
plaats van een koppeling van de wisselklep 26 met de
spiegelplaat 10 is het ook mogelijk om de wisselklep 26
10 te verstellen aan de hand van de druk ter plaatse van de
motoraansluitingen 28 en 29, die immers ook afhankelijk
zijn van de verstelhoek δ .

Naast de hiervoor beschreven uitvoering met een cen-
trale huisboring 7 die samenwerkt met de hogedruk huis-
15 poort 21, zijn ook andere uitvoeringen mogelijk. Een eer-
ste alternatieve uitvoering is bijvoorbeeld dat in plaats
van de centrale huisboring 7 in vlak V_2 een ringkanaal in
het huis 5 of in de spiegelplaat 10 is gemaakt, dat sa-
menwerkt met een boring in respectievelijk de spiegel-
20 plaat 10 of het huis 5. Dit ringkanaal is dan aangebracht
op een radius die afwijkt van de radius van de spiegel-
plaatpoorten 24. Een tweede alternatieve uitvoering is
bijvoorbeeld dat het hiervoor genoemde ringkanaal aan de
omtrek van de spiegelplaat 10 is aangebracht, hetzij in
25 de spiegelplaat 10 of in het huis 5. Dit ringkanaal werkt
dan eveneens samen met een boring die in respectievelijk
het huis 5 of de spiegelplaat 10 is aangebracht. Deze
uitvoering heeft het voordeel dat er bij variaties in de
druk in het ringkanaal geen variaties in de krachten in
30 de richting van de rotatie-as 11 op de spiegelplaat 10
optreedt, waardoor de krachten op de spiegelplaat 10 on-
der invloed van de drukken in de diverse poorten eenvou-
diger in evenwicht te brengen zijn in de diverse werksi-
tuaties. In plaats van de hiervoor genoemde uitvoering

met een ringkanaal en een boring, waarbij het ringkanaal over de maximale rotatiehoek van de spiegelplaat 10 loopt, is het ook mogelijk om twee ringkanalen toe te passen, één in het huis en één in de spiegelplaat 10, waarbij de ringkanalen een zodanige lengte krijgen dat daardoor de gewenste rotatie van de spiegelplaat 10 mogelijk is.

In de getoonde uitvoering is de spiegelplaat 10 gelagerd in lagers 9. De lagering van de spiegelplaat kan ook op andere wijze uitgevoerd worden, waarbij er steeds voor gezorgd wordt dat rotatie en axiale verplaatsing mogelijk zijn en dat kantelen voorkomen wordt. Het is bijvoorbeeld mogelijk dat statische oliedruk lagers worden toegepast, of dat ter plaatse van de rotatie-as 11 een in het huis 5 stekende as of buis is aangebracht, die in het huis gelagerd is, en die tegelijkertijd gebruikt kan worden voor het roteren van de spiegelplaat 10. De als buis uitgevoerde as kan dan verbonden zijn met de centrale huisboring 7.

De hiervoor beschreven constructie met een wisselklep 26 is vooral noodzakelijk als de spiegelplaat 10 over een grote hoek moet kunnen roteren zoals in het getoonde uitvoeringsvoorbeeld. Indien de rotatiehoek kleiner kan zijn, bijvoorbeeld doordat gebruik gemaakt wordt van kamers waarvan het volume twee of meer malen per omwenteling van de rotor een minimum en een maximum waarde krijgen, dan is bij een aangepaste uitvoering van de spiegelplaat, de voor de werking noodzakelijke rotatie van de spiegelplaat kleiner en is het gebruik van een wisselklep voor het behoud van voldoende grote doorstroomopeningen niet noodzakelijk. Er kunnen echter ook omstandigheden zijn dat het ook dan toepassen er van toch betere resultaten geeft.

In het inwendige van het geknikte huis 3 zal lekolie langs de scheidingsvlakken V_1 en V_2 stromen. Aangezien het geknikte huis 3 geen roterende uitgaande as met een drukgevoelige afdichting heeft, de zwenkas 1 wordt immers niet aangedreven, mag in het geknikte huis 3 een overdruk ontstaan. Doordat deze overdruk gelijk of hoger mag zijn dan de tankdruk T , is het inwendige van het huis 3 op verder niet aangegeven wijze verbonden met de spiegelplaatpoort 24c en daardoor met de tankaansluiting T .

10 In figuur 8 is schematisch de toepassing van de hydraulische transformator getoond, als deze is aangesloten aan een roterende motor 27 zoals in de figuren 6 en 7 is aangegeven. De beschrijving is op overeenkomstige wijze van toepassing als in plaats van een roterende motor 27
15 een dubbelwerkende hydraulische cilinder als lineaire motor aan de hydraulische transformator wordt gekoppeld. In plaats van roteren en een koppel is er dan sprake van een verplaatsing en een last.

In het diagram van figuur 8 is op de horizontale as de rotatiesnelheid van de motor 27 in vier kwadranten tegen het belastbare koppel uitgezet. In een eerste kwadrant I loopt de motor vooruit met een positieve snelheid ω en drijft bijvoorbeeld een apparaat of voorwerp met een positief koppel T aan. In het tweede kwadrant II
25 loopt de motor vooruit en beweegt met een positieve snelheid ω , het apparaat of voorwerp massa wordt afgeremd met een negatief koppel T . In het derde kwadrant III beweegt de motor in tegengestelde richting en is de snelheid ω negatief en wordt het apparaat of voorwerp in die
30 richting ook aangedreven, zodat het koppel T ook negatief is. In het vierde IV kwadrant is de bewegingsrichting van het apparaat of voorwerp nog tegengesteld, zodat de snel-

heid ω negatief is, deze negatieve snelheid wordt echter afgeremd doordat het koppel T positief is.

Het koppel T van de motor 27 is begrensd door de maximaal toelaatbare druk in het door de hydraulische transformator de koppelleidingen en de motor gevormde systeem, de snelheid ω van de motor is begrensd door de toelaatbare snelheid van de motor en elk kwadrant is eveneens begrensd door het maximaal te leveren vermogen, hetgeen getoond is als de hyperbolische begrenzing van de kwadranten.

Zoals in het diagram getoond is, wordt de drukverhouding aan de rotorpoorten 17, 18 en 18' bepaald door de rotatiepositie van de spiegelplaat 10, in het diagram aangegeven met de verstelhoek δ ten opzichte van TDC, dit is het bovenste dode punt (Top Dead Centre), dat is de positie van de rotor 2 waarvoor het volume van de cilindrische kamer 12 minimaal is. Zoals hiervoor besproken zijn de eerste rotorpoort 18 en de tweede rotorpoort 18' verbonden met de aansluitingen van de motor 27 en is de voedingsdruk P verbonden met de hogedruk rotorpoort 17.

De rotatie van de motor 27 met de rotatiesnelheid ω vindt plaats onder invloed van het koppel T, welk koppel T onder andere afhankelijk is van de weerstand en de versnelling en vertraging van de door de motor 27 aangedreven apparaten of voorwerpen. Door de rotatie van de motor 27 gaat er olie stromen en gaat ook de rotor 2 roteren met een rotatiesnelheid r . Daarbij is de rotatierichting en rotatiesnelheid r van de rotor 2 afhankelijk van de rotatierichting en rotatiesnelheid ω van de motor 27.

Voor het reageren op wisselende belastingen moet de spiegelplaat snel verstelbaar en roteerbaar zijn. Bij gebruik van de hydraulische transformator met de roterende

motor in een rijaandrijving is het bijvoorbeeld noodzakelijk dat in korte tijd omgeschakeld kan worden van rijden naar remmen, en daartoe is het noodzakelijk dat door rotatie van de spiegelplaat 10 over 180° binnen 500 msec de
5 belasting van de motor 27 volledig omgekeerd kan worden. Dit betekent dat de spiegelplaat 10 van de eerste uiterste werkstand binnen 500 msec over 180° kan worden gedraaid naar de tweede uiterste werkstand, waarbij de maximale werkdruk van de eerste motoraansluiting 28 wordt
10 omgezet op de tweede motoraansluiting 29 en omgekeerd.

Voor een goede respons van het systeem op belastingsswisselingen, bijvoorbeeld tengevolge van wisselende belastingen, wordt een teruggekoppeld besturingssysteem voor de aandrijving van de spiegelplaat toegepast, waarbij de terugkoppeling plaats kan vinden door meting van
15 de snelheid van de motor (snelheidsterugkoppeling) of door meting van de belasting van de motor (belastingsterugkoppeling).

De snelheidsterugkoppeling kan plaats vinden door de
20 rotatiesnelheid r van de rotor te meten of door de drukval over een smoring tengevolge van een oliestroom te meten. De belastingsterugkoppeling kan plaats vinden door het drukverschil tussen de eerste huispoort 20 en de tweede huispoort 20' te meten. De aandrijving van de
25 spiegelplaat 10 en het toegepaste regelsysteem zijn zodanig op elkaar afgestemd dat een responsfrequentie van minimaal 3,5 Hz wordt gehaald, en bij voorkeur een responsfrequentie van minimaal 7 Hz. Dit betekent dat de spiegelplaat 10 snel geroteerd moet kunnen worden van de middenstand naar de maximale positie, dus over 90° , bijvoorbeeld binnen 100 tot 200 msec. Daartoe kan de aandrijving van de spiegelplaat 10 uitgevoerd zijn met een elektrische servomotor, die gekoppeld is aan de verstelas 8. Ook
30 is het mogelijk om de verstelling van de spiegelplaat 10

uit te voeren met een hydraulische cilinder met een heugel die op niet getoonde wijze ingrijpt op de vertanding 22 van de spiegelplaat 10, en die door middel van een servoklep versteld kan worden.

5 Figuur 9 toont een dubbelzijdige hydraulische cilinder 32 met een huis 31 waarin een zuiger 33 in verticale richting kan bewegen. De zuiger 33 kan in beide richtingen x bewegen en kan daarbij in beide richtingen een kracht P uitoefenen. De dubbelzijdige hydraulische cilinder 32 kan dus op vergelijkbare wijze gebruikt worden als
10 de in figuur 8 beschreven toepassing van een roterende hydromotor en is dus geschikt voor vier kwadranten gebruik. Het huis 31 en de zuiger 33 vormen aan de onderzijde een kamer 34 die met een koppelleiding 38 in ver-
15 binding staat met een aansluiting van een hydraulische transformator 40. Een kamer 35 gevormd door de bovenzijde van de zuiger 33 en het huis 31 staat met een koppelleiding 37 in verbinding met de hydraulische transformator 40. De hydraulische transformator 40 is een eenvoudige
20 uitvoering van de in de voorgaande figuren beschreven hydraulische transformator. De vereenvoudiging bestaat er uit dat de leidingaansluitingen zoals de hogedrukleiding P en de koppelleiding 37 en 38 steeds verbonden zijn met de drie kanalen in de spiegelplaat. Teneinde er voor te
25 zorgen dat in bepaalde belasting situaties de massabalans in de hydraulische transformator 40 blijft kloppen moet vloeistof uit of naar de tankaansluiting T worden getransporteerd. Teneinde er voor te zorgen dat dit transport naar de drukloze leiding van de hydraulische transformator 40 plaats vindt is een klep 36 aangebracht, die
30 bediend wordt door de stand van de spiegelplaat of de druk in de koppelleidingen 37 en/of 38. De in de hydraulische transformator 40 ontstane lekolie wordt afgevoerd naar de tankaansluiting T met een lekolieleiding 39.

Figuur 10 toont een enkelzijdige hydraulische cilinder 41 met een huis 31 en een zuiger 33. De zuiger 33 kan in beide richting x bewegen en kan daarbij in één richting P een kracht uitoefenen. De enkelzijdige cilinder 41 is dus slechts geschikt voor gebruik in het eerste en vierde kwadrant zoals aangegeven in figuur 8, waarbij in plaats van koppel en rotatie belasting een verplaatsing gelezen moet worden. De enkelzijdige cilinder 41 is met een koppelleiding 38 gekoppeld met een hydraulische transformator 41 die vergelijkbaar is met de hiervoor genoemde hydraulische transformator 40 en waarvan de verdraaiing van de spiegelplaat is begrensd zodat de druk in de koppelleiding 37 nooit boven de druk in de tankaansluiting T komt. Door traagheid van de zuiger 33 of de daarmee verbonden massa is het mogelijk dat bij verstellen van de spiegelplaat de koppelleiding 38 zodanig drukloos wordt dat in deze drukleiding 38 of in de kamer 34 cavitatie gaat optreden. Teneinde dit te voorkomen is de koppelleiding 38 via een terugslagklep 43 verbonden met de tankaansluiting T .

In het diagram van figuur 11 is het werkgebied van een hydraulische transformator aangegeven, waarbij deze gevoed wordt uit een hogedruk leiding met een constante druk P , en gekoppeld is aan een motor, bijvoorbeeld een roterende hydromotor. De constante werkdruk P wordt opgewekt met een aggregaat. In het diagram zijn de druk p en de volumestroom Q van de olie naar de hydromotor tegen elkaar uitgezet. De druk is beperkt tot p_{\max} , door het beperken van de rotatie van de spiegelplaat, om de hydraulische transformator, de koppelleidingen en de motor tegen overbelasting te beschermen. Zoals bekend kan p_{\max} hoger zijn dan de druk in de hogedruk leiding P , zodat het mogelijk is op een beperkt aantal plaatsen in een installatie motoren met een hogere toelaatbare druk toe te pas-

sen. De in het diagram getoonde waarden voor druk p en volumestroom Q komen overeen respectievelijk met de door de hydromotor geleverde belasting en de rotatiesnelheid van de hydromotor. Het door de hydraulische transformator en dus ook het door de hydromotor geleverde vermogen is
5 aangegeven met de streep-stip lijnen P_1 , P_2 en P_3 .

De aan de hydraulische transformator gekoppelde motor wordt bestuurd door het veranderen van de geleverde druk, waardoor de motor gaat roteren en de volumestroom
10 door de hydraulische transformator ontstaat. Bij een hogedrukleiding met constante druk P kan de volumestroom onbeperkt toenemen, zolang de door de motor geleverde belasting groter is dan de door het aangedreven werktuig opgenomen belasting. De motor zou daarbij een ontoelaat-
15 bare snelheid kunnen krijgen of het uit de hogedrukleiding opgenomen vermogen zou ontoelaatbaar hoog kunnen worden. In het diagram met W aangegeven punt is het opgenomen vermogen P_1 en de vloeistofstroom Q_2 . Het werkgebied is dan $A + B + C + D$ waarbij er de wens is om dit te
20 beperken. Door het beperken van de vloeistofstroom Q tot Q_1 wordt het maximaal leverbare vermogen P_2 en het werkgebied $A + B$. Hierbij kan het door de hydromotor opgenomen vermogen te groot zijn zodat het aggregaat onvoldoende olie kan leveren. Door het beperken van het door de
25 hydraulische transformator te leveren vermogen tot P_3 verkleint het werkgebied tot $A + C$, waarbij moet worden aangetekend dat er geen begrenzing is op Q_2 zodat de hydromotor bij belastingverlaging nog steeds een ontoelaatbaar toerental kan krijgen. Door combinatie van het be-
30 perken van de vloeistofstroom en het vermogen wordt het werkgebied verkleind tot gebied A .

In figuur 12 is getoond hoe het werkgebied beperkt kan worden met een regelsysteem. Een schematisch aangegeven hydraulische transformator 44 heeft een stelmechanis-

me 45 voor de spiegelplaat, welk stelmechanisme 45 be-
diend wordt door een actuator 46. De actuator 46 wordt
bestuurd door een regelsysteem 47, dat wordt aangestuurd
om de motor op een bepaalde wijze te laten bewegen. In de
5 hogedrukleiding van een drukbron P naar de hydraulische
transformator 44 is een sensor 50 geplaatst welke de
stroomsnelheid kan meten of tenminste een signaal geeft
als de stroomsnelheid boven een instelbare waarde komt.
De hydraulische transformator 44 is door middel van kop-
10 pelleidingen 51 verbonden met een hydromotor 48. In de
koppelleidingen 51 is een met sensor 50 vergelijkbare
sensor 49 geplaatst. De sensoren 49 en 50 zijn gekoppeld
aan het regelsysteem 47.

Door het meten van de oliestroom naar de hydrauli-
15 sche transformator 44 met de sensor 50 wordt het opgeno-
men vermogen gemeten en met de actuator 46 kan de spie-
gelplaat zodanig versteld worden dat het door de hydrau-
lische transformator opgenomen vermogen tot een instelba-
re waarde beperkt wordt. Door het meten van de oliestroom
20 in de koppelleiding 51 met de sensor 49 kan de vloeistof-
stroom beperkt worden. In plaats van directe meting van
de vloeistofstroom in de koppelleiding 51 kan deze ook op
andere wijze worden vastgesteld, bijvoorbeeld door het
meten van het toerental van de rotor van de hydraulische
25 transformator 44 of van de hydromotor 48.

Naast de hiervoor beschreven uitvoering is het ook
mogelijk dat in het regelsysteem 47, een algoritme aanwe-
zig is dat de verschillende stroomsnelheden en/of het op-
genomen vermogen kan berekenen. Daarvoor is in het regel-
30 systeem 47 bijvoorbeeld door middel van een sensor of als
ingestelde waarde de druk in de hogedruk leiding bekend,
bijvoorbeeld door de positie van de actuator 46 is de
stand van de spiegelplaat bekend is, en een van de in het
systeem aanwezige snelheden is bekend, zoals de stro-

mingssnelheid in de hogedruk leiding naar de hydraulische transformator 44, de stromingssnelheid in een koppelleiding 51, de rotatiesnelheid van de rotor van de hydraulische transformator of de bewegingssnelheid van de motor 5 48.

In figuur 13 wordt een vereenvoudigde uitvoering voor het beperken van de vloeistofstroom door de hydraulische transformator 44 getoond, waarbij het stelmechanisme 45 van de spiegelplaat met de hand bediend worden. 10 Teneinde te grote snelheid van de door de hydraulische transformator 44 bestuurdde motor 48 te beperken is een mechanisme aangebracht om de slag van het stelmechanisme 45 te beperken als de stromingssnelheid in de koppelleidingen 51 boven een ingestelde waarde komt. Aan het stelmechanisme 45 is een stang 52 bevestigd die in een bus 53 15 kan schuiven. De bus 53 is aan een hydraulische cylinder 55 bevestigd waarvan de zuiger bij onvoldoende druk in een signaalleiding 56 door een veer 54 in een uiterste stand wordt gehouden. In deze stand kan de stang 52 vrij 20 bewegen in de buis 53 en kan het stelmechanisme 45 vrij bewogen worden. In de koppelleiding 51 is voor beide stromingsrichtingen achter een terugslagklep 58 een restrictie 57 ingebouwd, waardoor boven een bepaalde stromingssnelheid in de signaalleiding 56 of een signaalleiding 60 druk wordt opgebouwd. Onder invloed van de druk 25 in de signaalleiding 56 schuift de zuiger tegen de veerdruk in de hydraulische cylinder 55 naar zijn tweede uiterste stand en drukt de stelmiddelen 45 in een zodanige richting dat de stroomsnelheid zal afnemen.

30 Bij een te hoge stroomsnelheid in tegengestelde richting zal de signaalleiding 60 een drukverhoging krijgen waardoor een identiek uitgevoerde cylinder het stelmechanisme 45 in tegengestelde richting zal bewegen. Naast of in plaats van de hier getoonde begrenzing van de

stromingssnelheid kan op vergelijkbare wijze de begren-
zing van het vermogen worden uitgevoerd.

De hiervoor omschreven uitvoering met begrenzing van
het door een motor te leveren vermogen wordt toegepast in
5 situaties waarbij meerdere motoren en andere gebruikers
gekoppeld zijn aan een gemeenschappelijke hogedruklei-
ding. Het is daarbij mogelijk om met het regelsysteem 47
het door de verschillende motoren afgenomen vermogen te
begrenzen, zoals bijvoorbeeld noodzakelijk is als het
10 door een aggregaat te leveren hydraulisch vermogen be-
perkt is en delen van de installatie steeds voor gebruik
beschikbaar moeten blijven.

Naast de hiervoor beschreven vermogen en/of snel-
heidsbegrenzing, waarbij de regeling min of meer verlies
15 vrij is, is een eenvoudigere uitvoering mogelijk waarbij
in de hogedruk leiding naar de hydraulische transformator
en/of in de koppelleiding naar de hydromotor een stroom-
begrenzingsventiel wordt geplaatst. De begrenzing van de
stroom vindt plaats door de oliestroom te smoren, zodat
20 energie verloren gaat. Door de eenvoudige uitvoering en
grote bedrijfszekerheid kan deze oplossing als beveili-
ging gemonteerd worden naast het hiervoor genoemde meer
geavanceerde regelsysteem.

Een voorbeeld van een hiervoor omschreven installa-
25 tie is een vorkheftruck met een hydraulisch aggregaat,
waarbij er steeds voldoende hydraulische energie moet
zijn voor bijvoorbeeld het heffen van de last. In deze
toepassing wordt het door de rij-aandrijving gebruikte
vermogen bijvoorbeeld begrensd tot 90% van het vermogen
30 van het aggregaat, waardoor er steeds voldoende hydrauli-
sche energie beschikbaar blijft voor de hefaandrijving.

De hiervoor besproken regelmiddelen 47 kunnen even-
eens gebruikt worden om de hydraulische transformator 44

zodanig te besturen dat verplaatsingen met lage snelheid mogelijk zijn. Omdat de hydraulische transformator de beweging van de hydromotor 48 door middel van vloeistofdruk stuurt, en er daarbij door de samendrukbaarheid van de vloeistof en door drukfluctuaties bij de rotatie van de rotor in de hydraulische transformator de hydromotor 48 bij verplaatsing van het stelmechanisme 45 niet direct in beweging komt zijn aparte voorzieningen nodig. Het is gebleken dat kleine verplaatsingen van de hydromotor 48 mogelijk zijn als tijdens het aansturen door het stelmechanisme 45 de spiegelplaat om de ingestelde positie oscilleert en bij voorkeur met een uitslag van 10 graden. De oscillatiefrequentie is afhankelijk van de hydraulische transformator, de hydromotor 48 en de koppelleidingen 51 en is in voorkomende gevallen tussen 3 en 16 Hz of hoger. Ter vermijding van energieverlies bij het verstellen van de spiegelplaat wordt de frequentie bij voorkeur zo laag mogelijk gekozen. Een in de praktijk goede waarde is een oscillatiefrequentie van 7 Hertz. Door het op hiervoor beschreven wijze oscilleren van de spiegelplaat om een ingestelde positie ontstaan in de koppelleiding drukoscillaties met dezelfde frequentie en het is mogelijk de hydromotor 48 met lage snelheid te laten bewegen over een relatief grote afstand waardoor nauwkeurige verplaatsingen mogelijk zijn. Een bijkomend voordeel is dat de spiegelplaat steeds in het huis bewogen wordt, zodat er steeds een oliefilm tussen huis en spiegelplaat is, waardoor het verstellen van de spiegelplaat minder energie kost.

Naast de hiervoor omschreven wijze van oscilleren van de spiegelplaat door een door een regelsysteem 47 bestuurde actuator 46 kan bij voorbeeld het stelmechanisme 45 een hydraulisch aangedreven oscillatie om de ingestelde waarde uitvoeren, zodat deze oscillatie bij voorbeeld

ook toegepast kan worden in een handbediende uitvoering zoals beschreven in figuur 13.

In plaats van de hiervoor beschreven oscillatie van de spiegelplaat om de ingestelde positie kan hetzelfde
5 effect verkregen worden door de hydraulische transformator uit te voeren met een mechanisme waarbij het bovenste dode punt TDC oscilleert om een evenwichtsstand, bijvoorbeeld door het geknikte huis 3 (zie figuur 1) te laten
oscilleren ten opzichte van het huis 5. Hierdoor wordt
10 het oscilleren gescheiden van het verstellen van de spiegelplaat 10 waardoor de verstelling van de spiegelplaat eenvoudiger uitgevoerd kan worden.

CONCLUSIES

1. Inrichting voor het uitvoeren van werkzaamheden met behulp van door roterende of lineaire hydromotoren (27,32; 41; 48) aangedreven apparatuur, welke motoren in
5 twee richtingen belast en/of bewogen kunnen worden, omvattende een drukbron (P) voor het opslaan en afgeven van vloeistof van hoge-druk, een hogedruk leiding voor het transporteren van vloeistof van de drukbron naar tenminste één van een rotor (2) voorziene hydraulische transformator (HT; 40; 42; 44) voorzien van stelmiddelen (8; 10 45,47) voor het besturen van de hydromotor door het instellen van de vloeistofdruk in een koppelleiding (28,29; 37,38; 51) tussen de hydraulische transformator en een daarmee verbonden hydromotor en een lagedruk leiding (T) 15 verbonden met de hydraulische transformator voor het afvoeren van vloeistof van lagedruk met het kenmerk dat regelmiddelen (46,47,49,50; 55,57) aanwezig zijn voor het begrenzen van een vloeistofstroom in de hydraulische transformator.
- 20 2. Inrichting overeenkomstig conclusie 1 met het kenmerk dat de regelmiddelen tenminste één sensor (49,50; 57) omvatten voor het direct of indirect meten van de stroomsnelheid van de vloeistofstroom in de hydraulische transformator, zoals een stromingssensor in de hogedruk 25 leiding naar de hydraulische transformator, een stromingssensor in een koppelleiding, een toerensensor voor het meten van de rotatie snelheid van de rotor of een bewegingssensor voor het meten van de bewegingssnelheid van de hydromotor.
- 30 3. Inrichting overeenkomstig conclusie 2 met het kenmerk dat de sensor deel uitmaakt van een stroombegrenzingsventiel in de hogedrukleiding naar de hydraulische transformator en/of in de koppelleiding.

4. Inrichting overeenkomstig conclusie 2 of 3 met het kenmerk dat de sensor (49,50; 57) gekoppeld is met de stelmiddelen (45,45,55) voor het afhankelijk van de gemeten stroomsnelheid instellen van de druk in de koppelleiding (51).

5. Inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies waarbij de drukbron een aggregaat omvat met het kenmerk dat de regelmiddelen (47) zodanig zijn afgesteld dat het door de hydromotor opgenomen vermogen kleiner is dan een instelbare waarde die bijvoorbeeld een deel van het door het aggregaat leverbare vermogen is.

6. Inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies met het kenmerk dat de hydraulische transformator (44) voorzien is van middelen (45,46,47) voor het laten oscilleren van de druk in de koppelleiding(en) (51) om een ingestelde waarde met een frequentie van tenminste 3 en bijvoorkeur meer dan 7 Hertz.

7. Inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies waarbij de hydraulische transformator een door de stelmiddelen bediende continue variabele instelling heeft met het kenmerk dat de stelmiddelen zodanig zijn uitgevoerd dat de instelling binnen 500 msec kan worden omgesteld van de eerste uiterste instelling via de nulstand naar de tweede uiterste instelling.

8. Inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies met het kenmerk dat de stelmiddelen voorzien zijn van verende elementen voor het in een neutrale stand brengen van de hydraulische transformator waarbij de druk in de koppelleiding(en) minimaal is.

9. Inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies waarbij de hydromotor is uitgevoerd als lineaire cilinder (41) die met één koppelleiding (38) verbonden is met de hydraulische transformator (42) met het kenmerk

dat de koppelleiding voorzien is van middelen (43) voor het bij onderdruk toevoeren van vloeistof uit de lagedruk leiding.

10. Inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies met het kenmerk dat een hydraulische transformator en de daarmee gekoppelde koppelleiding(en) en hydro-motor geschikt zijn voor een druk die hoger is dan de druk in de hogedruk leiding.

11. Hydraulische transformator voor het gebruik in een inrichting overeenkomstig een der voorgaande conclusies waarbij een eerste vloeistofstroom met een eerste druk wordt omgezet in een tweede vloeistofstroom met een tweede druk omvattende een huis (5), een eerste leidingsaansluiting, een tweede leidingaansluiting en een derde leidingaansluiting, een ten opzichte van het huis onbegrensd roteerbare rotor (2), een aantal vloeistofkamers (12) waarvan het volume bij rotatie van de rotor (2) varieert tussen een minimum en een maximum en een spiegelplaat (10) voorzien van drie rotorpoorten (17,18,18') voor het tijdens de rotatie van de rotor (2) afsluiten en afwisselend verbinden van de vloeistofkamers (12) via rotorkanalen (a), spiegelplaatpoorten (30) en de rotorpoorten (17,18,18') met de drie leidingaansluitingen met het kenmerk dat het door de spiegelplaat (10) af te sluiten volume van de vloeistofkamers (12) maximaal vier maal zo groot is als het minimum.

12. Hydraulische transformator overeenkomstig conclusie 11 met het kenmerk dat het door de spiegelplaat (10) af te sluiten volume van de vloeistofkamers (12) maximaal drie maal zo groot is als het minimum.

13. Hydraulische transformator overeenkomstig conclusie 11 of 12 met het kenmerk dat de rotor negen of twaalf vloeistofkamers heeft.

14. Hydraulische transformator overeenkomstig conclusie 11, 12 of 13 met het kenmerk dat de spiegelplaatpoorten (30) en de rotorpoorten (17,18,18') zodanig gedimensioneerd zijn dat tenminste twee rotorpoorten even groot
5 zijn en tussen de rotorpoorten gelegen ruggen (23) alle drie tegelijk een spiegelplaatpoort (30) afsluiten.

15. Hydraulische transformator voor het gebruik in een inrichting overeenkomstig een der conclusies 1-10 waarbij een eerste vloeistofstroom met een eerste druk
10 wordt omgezet in een tweede vloeistofstroom met een tweede druk omvattende een huis (5), een eerste leidingaansluiting, een tweede leidingaansluiting en een derde leidingaansluiting, een ten opzichte van het huis onbegrensd roteerbare rotor (2), een aantal vloeistofkamers (12)
15 waarvan het volume bij rotatie van de rotor (2) over een eerste hoek varieert tussen een minimum en een maximum en een spiegelplaat (10) voorzien van spiegelplaatkanalen
(b) voor het tijdens rotatie van de rotor (2) afwisselend verbinden van de vloeistofkamers (12) met de drie leidingaansluitingen, welke spiegelplaat (10) roteerbaar is ten
20 opzichte van het huis (5) en voorzien is van middelen voor het tijdens het roteren van de spiegelplaat (10) ononderbroken verbinden van een spiegelplaat kanaal (b) met de daarbij behorende leidingaansluiting met het ken-
25 merk dat de spiegelplaat (10) ten opzichte van het huis (5) kan roteren over een tweede hoek die vergelijkbaar is met de eerste hoek.

16. Hydraulische transformator overeenkomstig een der conclusies 11-15 de spiegelplaat (10 aan de zijde van de
30 vloeistofkamers (12) begrensd is door een eerste scheidingsvlak (V1) en aan de van de vloeistofkamers afgekeerde zijde begrensd is door een tweede scheidingsvlak (V2) waarbij het eerste scheidingsvlak (V1) ten minste drie op een eerste radius gelegen rotorpoorten (17, 18, 18') om-

vat die verbonden zijn met drie spiegelplaatkanalen (b) en het tweede scheidingsvlak (V2) twee op een tweede radius gelegen huispoorten (20, 20') omvat die elk verbonden zijn met een spiegelplaatkanaal (b) **met het kenmerk**
5 **dat** het derde spiegelplaatkanaal verbonden is met een huispoort op een van de tweede radius verschillende derde radius.

17. Hydraulische transformator overeenkomstig een der conclusies 11-16 het derde spiegelplaatkanaal verbonden
10 is met een huispoort aan de buitenomtrek van de spiegelplaat.

18. Hydraulische transformator overeenkomstig een der conclusies 11-17 het derde spiegelplaatkanaal verbonden is met een huispoort (21) nabij de rotatie-as (11) van de
15 spiegelplaat (10).

19. Hydraulische transformator overeenkomstig een der conclusies 11-18 **met het kenmerk dat** het huis (5) ter plaatse van het tweede scheidingsvlak (V2) onder meer voorzien is van vier op de tweede radius gelegen spiegel-
20 plaatpoorten (24) waarbij twee diametraal tegenover elkaar gelegen spiegelplaatpoorten (24a, 24c) direct in verbinding staan met respectievelijk de eerste (B) en de tweede leidingaansluiting (T) en de twee andere diametraal tegenover elkaar gelegen spiegelplaatpoorten (24b,
25 24d) via een wisselklep (26) met de eerste (B) en tweede leidingaansluiting (T) in verbinding staan.

20. Hydraulische transformator overeenkomstig een der conclusie 19 **met het kenmerk dat** de wisselklep (26) deel uitmaakt van de spiegelplaat (10) of daar mee gekoppeld
30 is.

Uittreksel

33

De uitvinding betreft een inrichting voor het uitvoeren van werkzaamheden met behulp van door roterende of lineaire hydromotoren aangedreven apparatuur. De hydromotoren kunnen in twee richtingen belast en/of bewogen worden. De hydromotoren zijn via een koppelleiding en een van een rotor voorziene hydraulische transformator gekoppeld aan een hogedrukleiding. De hydraulische transformator is voorzien van stelmiddelen voor het besturen van de hydromotor en er zijn regelmiddelen voor het begrenzen van de vloeistofstroom in de hydraulische transformator.

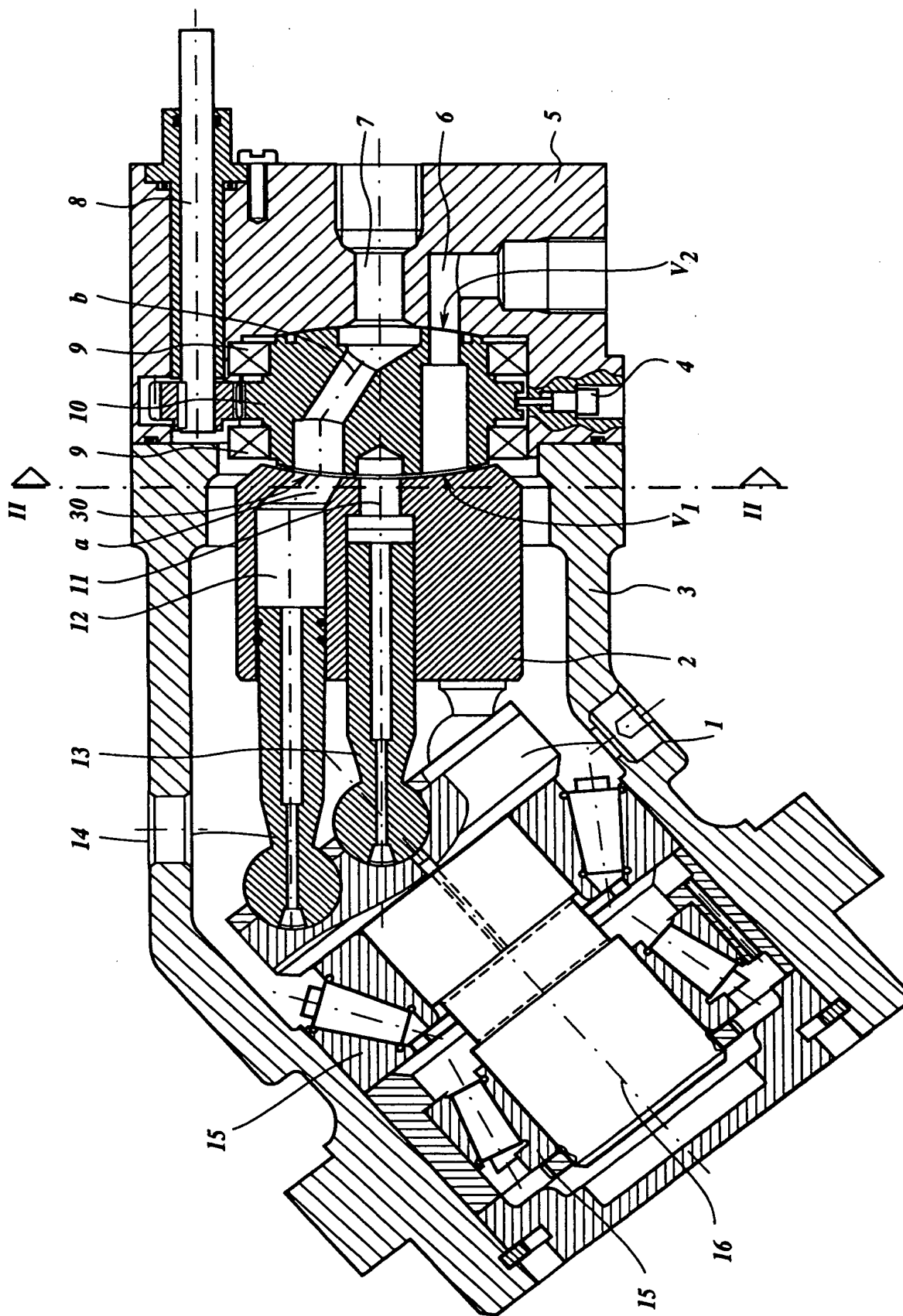


Fig. 1

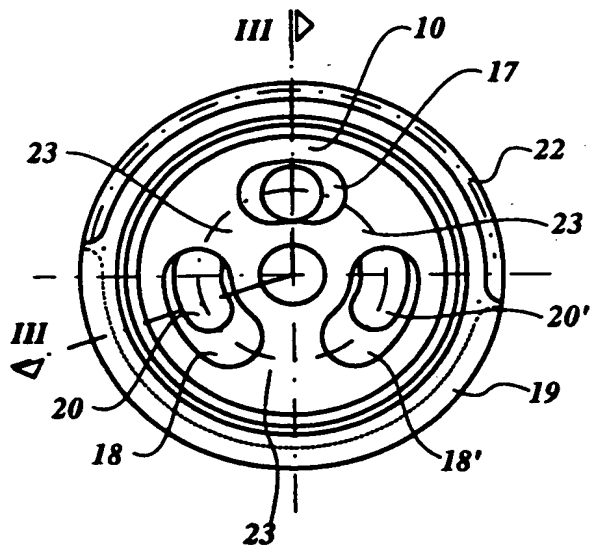


Fig. 2

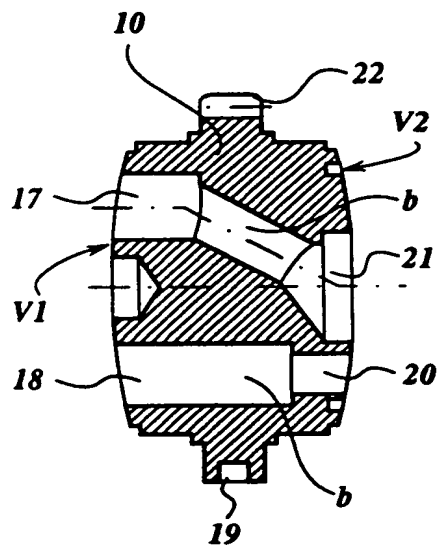


Fig. 3

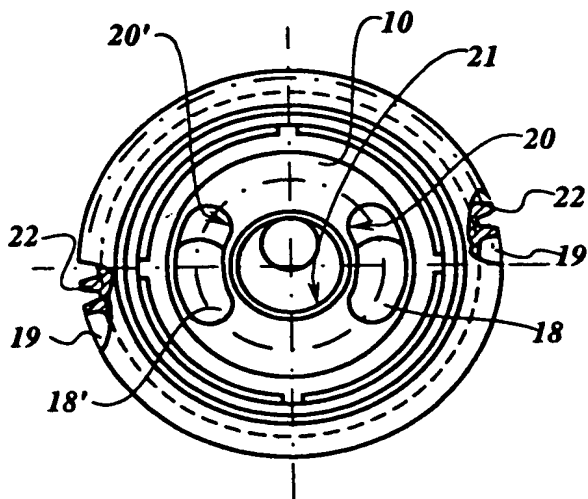


Fig. 4

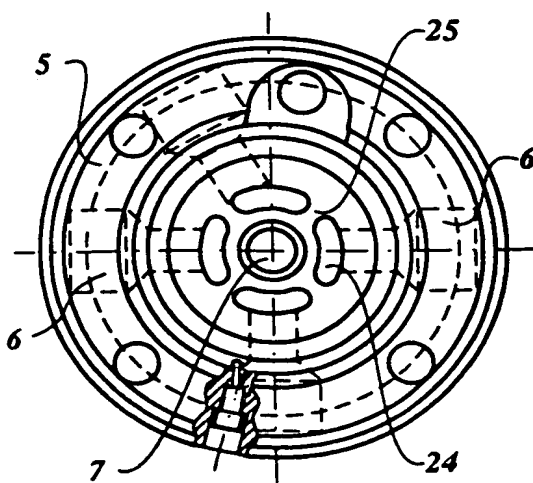
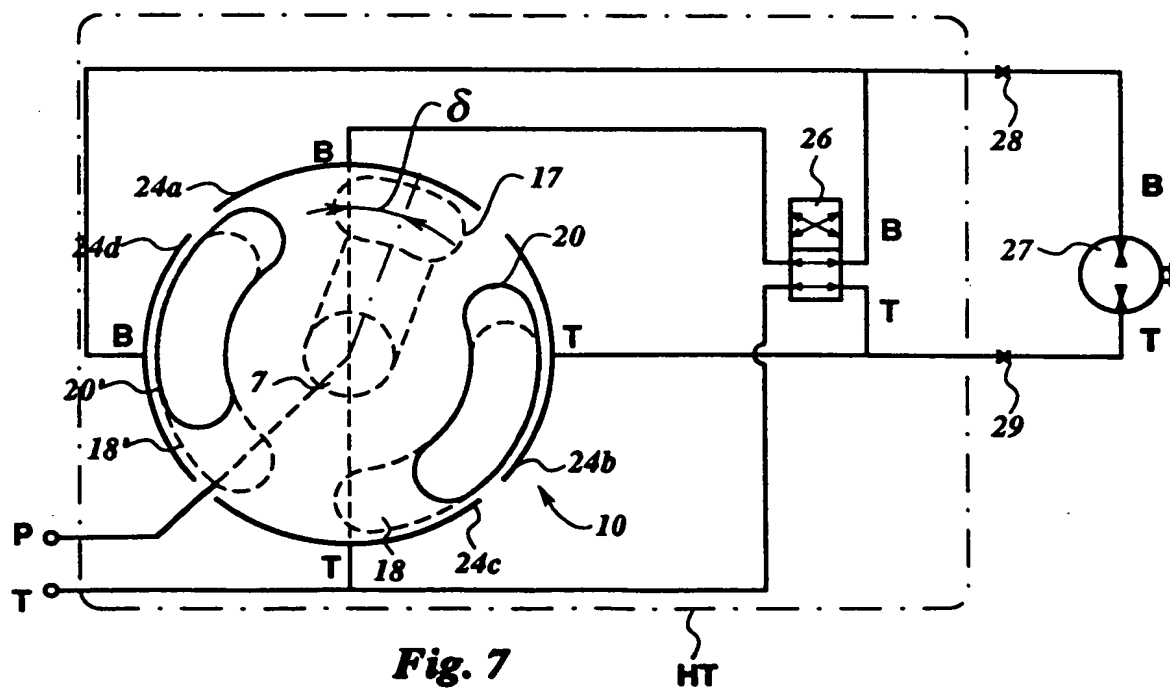
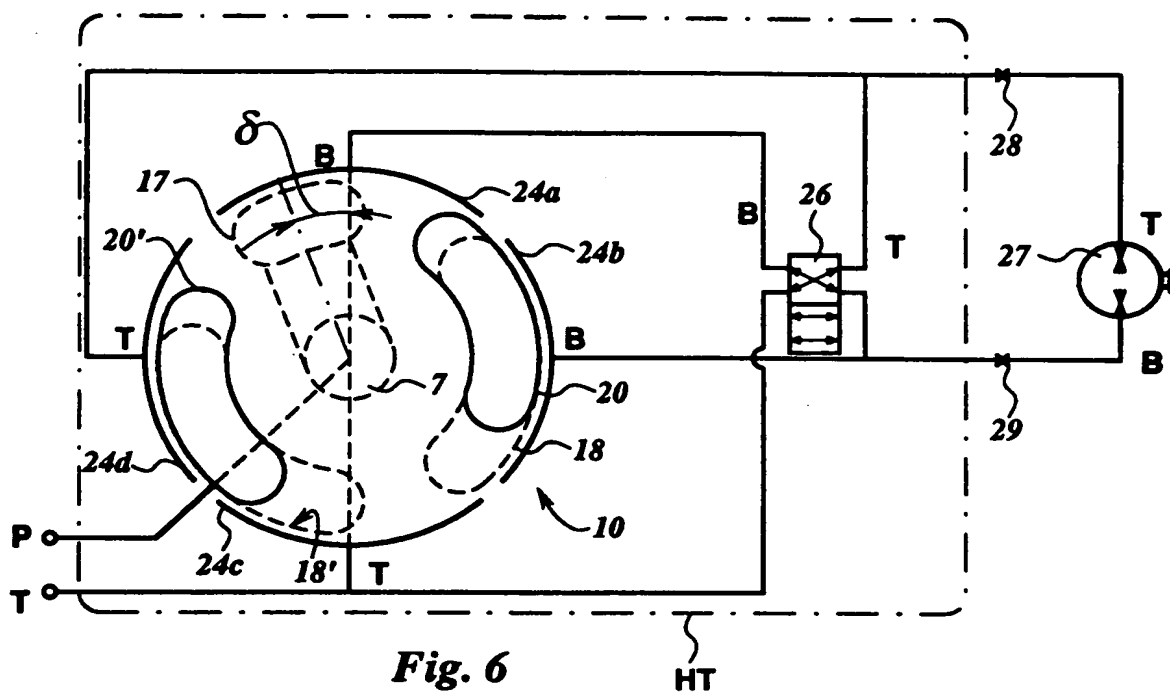


Fig. 5

1 1. 03. 99

3/6



11.03.99

4/6

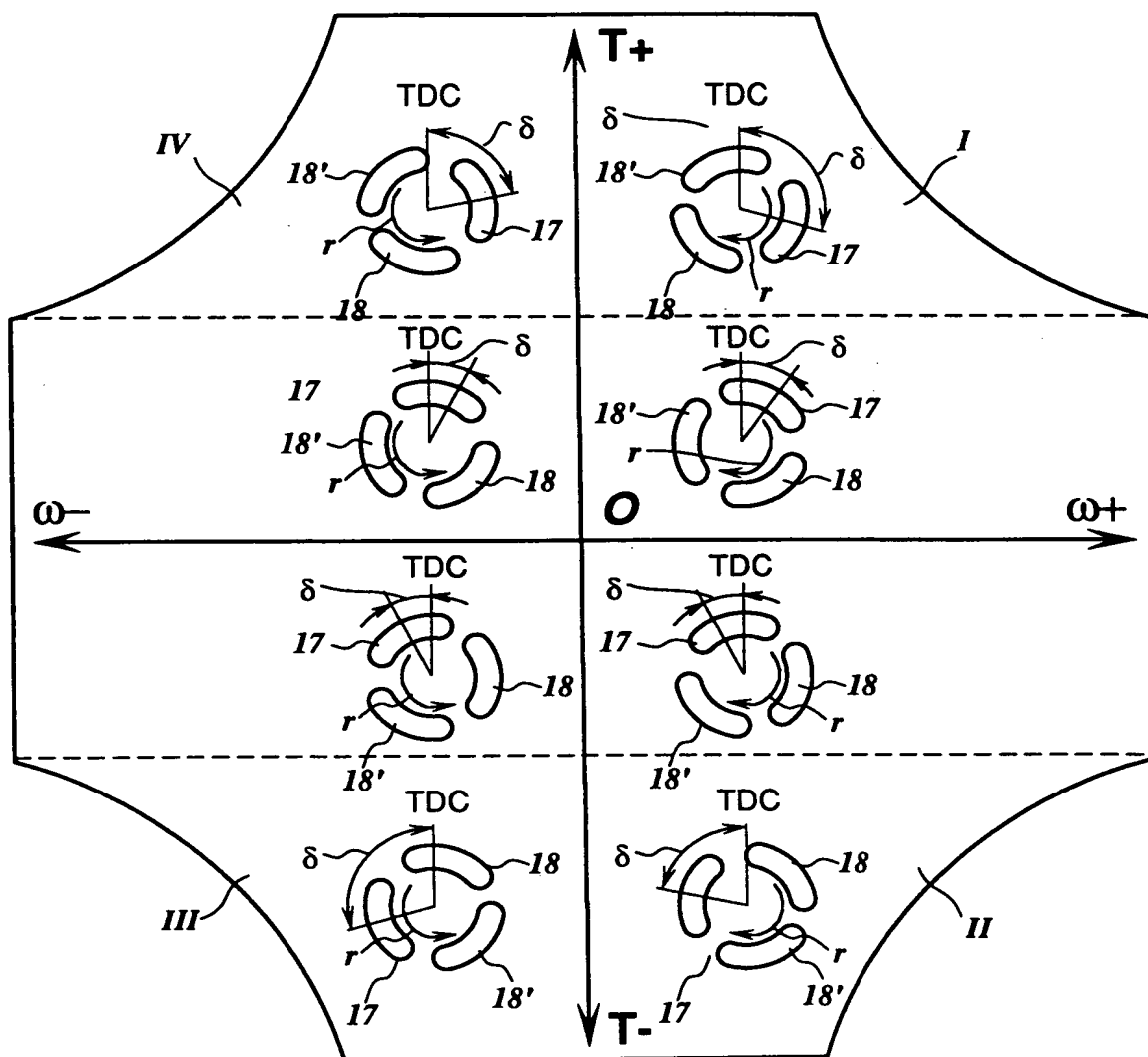


Fig. 8

5/6

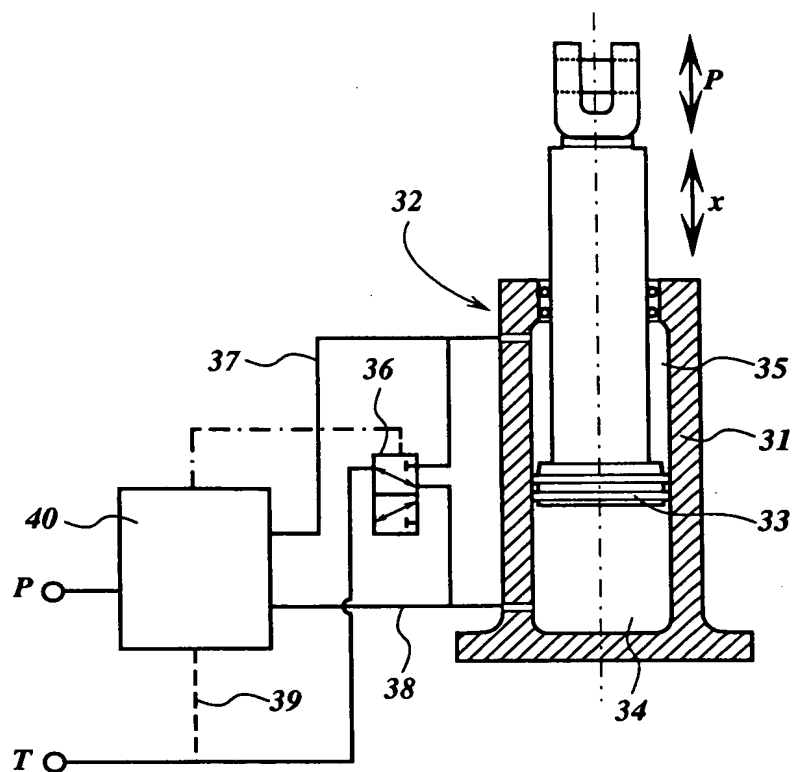


Fig. 9

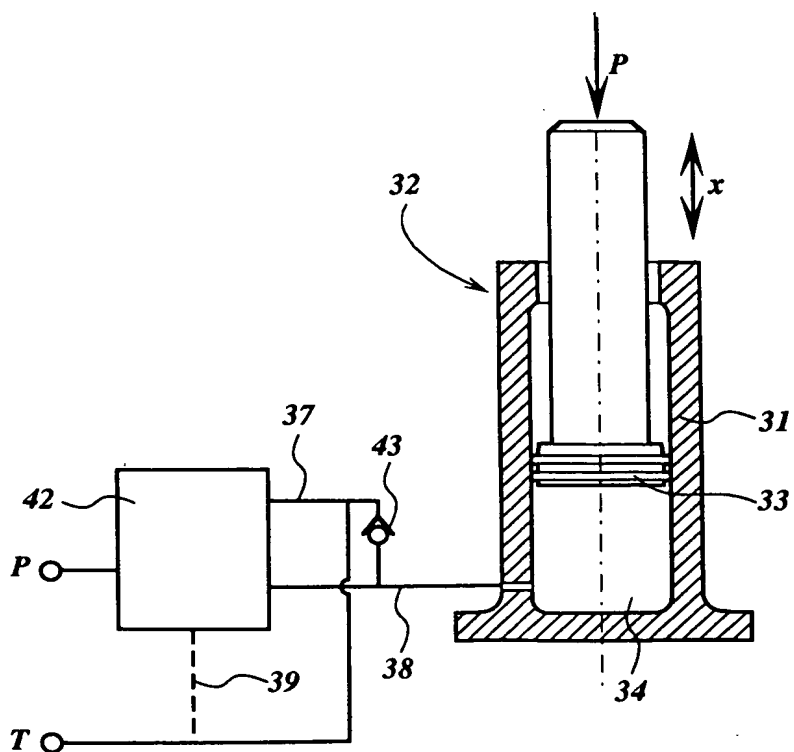


Fig. 10

6/6

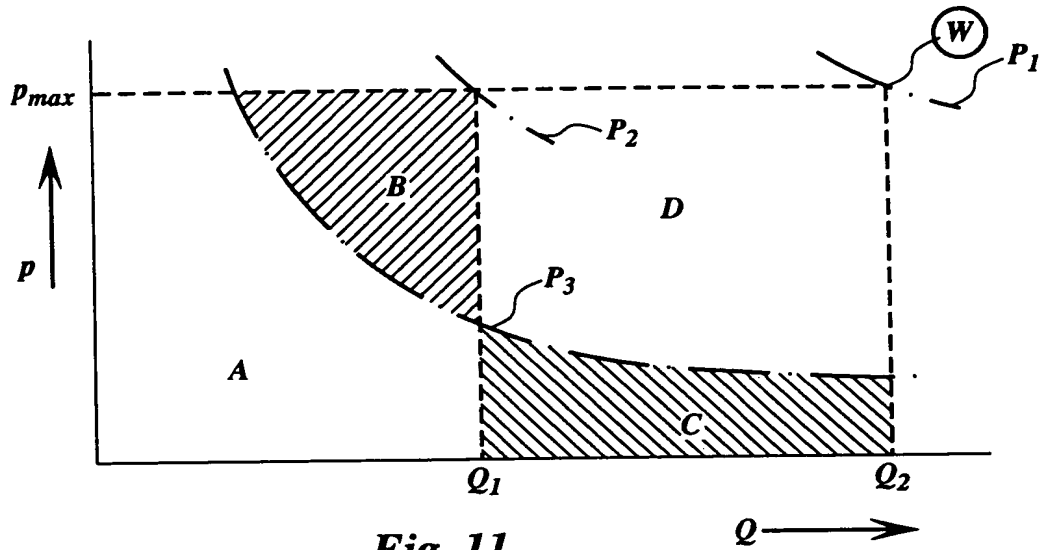


Fig. 11

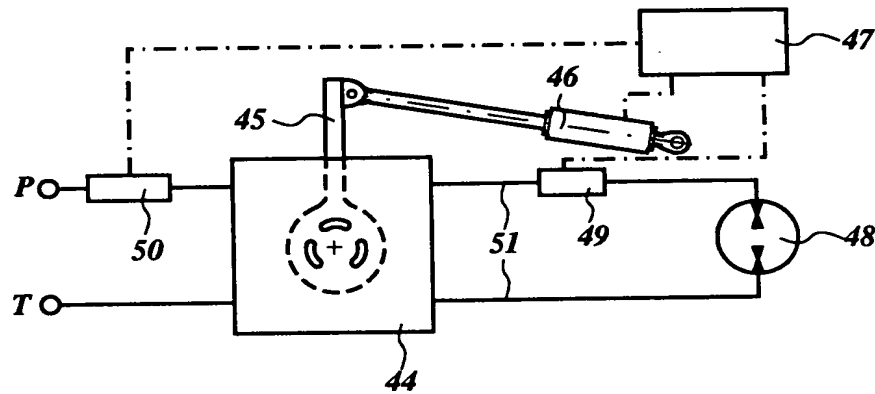


Fig. 12

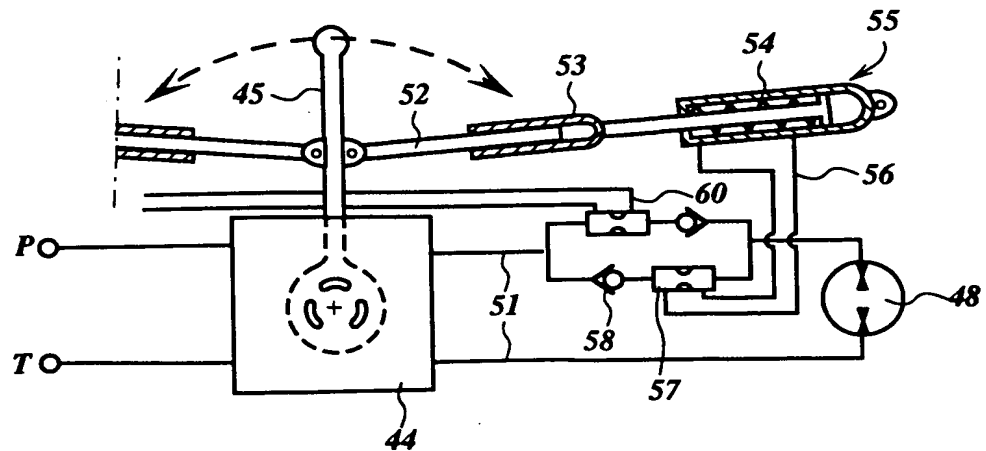


Fig. 13